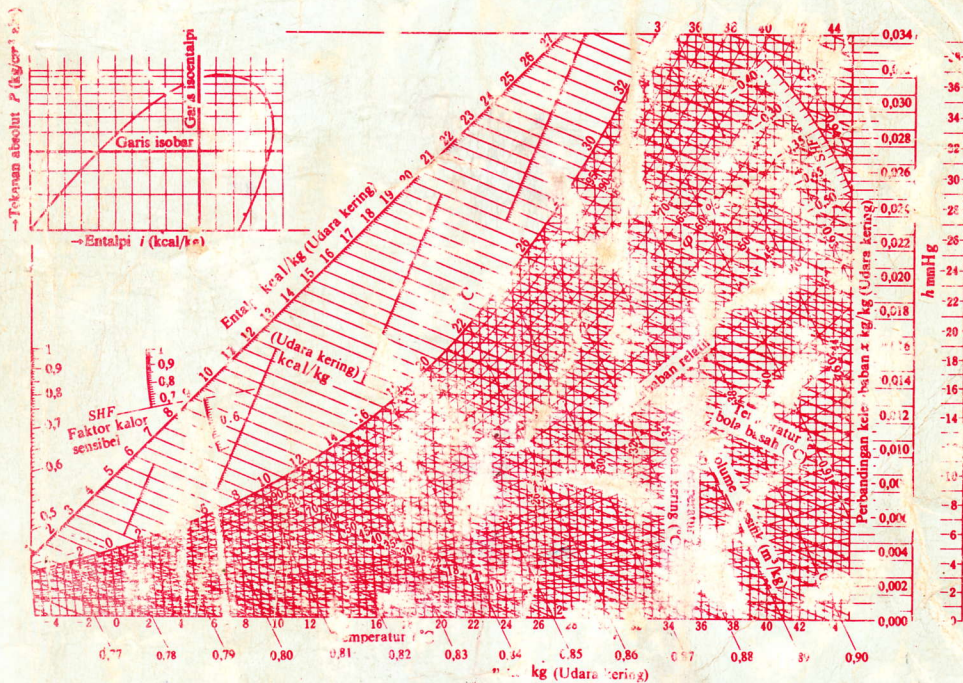


PENYEGARAN UDARA

VIRANTO ARISN MENDAR

HELZO S. ITO



697.93
Ari
p

PENYEGARAN UDARA

WIRANTO ARISMUNANDAR
guru besar Institut Teknologi Bandung

HEIZO SAITO
guru besar Universitas Tokyo

Cetakan keempat



PT PRADNYA PARAMITA
JAKARTA

Perpustakaan Nasional: katalog dalam terbitan (KDT)

Arismunandar, Wiranto

Penyegaran udara/Wiranto Arismunandar, Heizo
Saito. - Cet.4. - Jakarta : Pradnya Paramita, 1991
x ; 332 hal. illus 25,9 cm

Diterbitkan dengan bantuan Association for
International Technical Promotion, Tokyo.
ISBN 979-408-038-1.

I. Penyejuk udara. I. Judul.
II. Saito, Heizo.

697.93

MILIK
PERPUSTAKAAN DAERAH
JAWA TIMUR

Nomor : 52-973 / PD / P 11972
Tanggal : 15/1-1992

Proyek Pembinaan Perpustakaan
Jawa Timur
T. A. 1991 / 1992

PENYEGARAN UDARA

Oleh: Wiranto Arismunandar
Heizo Saito

© Hak Cipta dilindungi oleh Undang-undang

Diterbitkan oleh : PT. Pradnya Paramita
Diterbitkan oleh: Jalan Bunga 8 - 8A
Jakarta 13140
Anggota IKAPI

Cetakan Pertama : Th. 1980
Cetakan Kedua : Th. 1981
Cetakan Ketiga : Th. 1986
Cetakan Keempat : Th. 1991

Dicetak oleh : PT PERTJA

KATA PENGANTAR

Penyegaran udara merupakan usaha untuk memberikan kenyamanan dan kesegaran kerja, tetapi juga untuk memungkinkan suatu proses berlangsung dengan baik, atau untuk melindungi mesin dan alat tertentu supaya tidak cepat rusak. Oleh karena itu, terutama di daerah beriklim panas, penyegaran udara merupakan suatu kebutuhan yang tidak lagi mengandung arti kemewahan. Pada waktu ini penyegaran udara lazim digunakan untuk melayani keperluan hotel besar, gedung pertemuan, kantor, industri, rumah sakit, toko, rumah makan, tempat tinggal, dan sebagainya.

Mengingat hal di atas serta banyaknya jenis sistem dan mesin penyegar udara yang dapat digunakan, maka buku ini diterbitkan dengan tujuan memberikan pengertian tentang proses dan sistem penyegaran udara, serta hal lain yang berkaitan dengan segi pemasangan, operasi dan perawatannya. Dengan demikian diharapkan agar sistem penyegaran udara yang diperlukan dapat dirancang sehingga sesuai dengan tujuan yang hendak dicapai, efisien dan efektif tetapi juga ekonomis.

Meskipun masih banyak kekurangan dalam penyajiannya, di samping adanya beberapa keterbatasan sehingga tidak memungkinkan untuk memberikan penjelasan secara terperinci, namun hal yang esensial telah diusahakan untuk diungkapkan secara sederhana. Hal tersebut dilaksanakan berdasarkan keinginan penulis untuk mencakup daerah pembaca yang cukup luas, masing-masing dengan latar belakang pengetahuan dasar dan pengalaman yang berbeda.

Kepada The Association for International Technical Promotion dan Pemerintah yang telah memberikan dorongan dan bantuan sehingga memungkinkan diterbitkannya buku ini, penulis mengucapkan penghargaan dan terima kasih yang sebesar-besarnya. Selanjutnya, ucapan terima kasih disampaikan pula kepada teman sejawat di Jepang dan Indonesia yang telah memberikan kontribusi serta saran dan pendapat yang berharga, sehingga penulisan naskah buku ini dapat berlangsung dengan lancar.

Bandung, Maret 1980

WIRANTO ARISMUNANDAR
HEIZO SAITO

DAFTAR ISI

BAB 1. PRINSIP DASAR SISTEM PENYEGARAN UDARA

1.1	Sejarah Perkembangan Sistem Penyegaran Udara	1
1.1.1	Penemuan Siklus Refrigerasi dan Pengembangan Sistem Penyegaran Udara	1
1.1.2	Definisi dari Penyegaran Udara	1
1.1.3	Implikasi Arsitektur dan Sosial dari Penyegaran Udara	2
1.1.4	Industri Mesin Penyegar Udara	4
1.2	Memperoleh Kenyamanan Melalui Penyegaran Udara	4
1.2.1	Pengertian tentang Kenyamanan	4
1.2.2	Experimen dari Yaglou tentang Pengaruh Temperatur dan Kelembaban terhadap Kenyamanan	4
1.2.3	Kemampuan Penyesuaian (<i>Adaptability</i>)	7

BAB 2. PSIKROMETRI DAN SISTEM PENYEGARAN UDARA

2.1	Udara	9
2.1.1	Komposisi Udara	9
2.1.2	Diagram Psikrometrik dan Sifat Udara Lembab	9
2.2	Proses Penyegaran Udara	14
2.2.1	Suatu Contoh Proses Penyegaran Udara	14
2.2.2	Perhitungan Penyegaran Udara dengan mempergunakan Diagram Psikrometrik	14
2.3	Beban Kalor dan Sistem Penyegaran Udara	20
2.3.1	Beban Kalor	20
2.3.2	Beban Kalor Ruangan dan Udara Penyegar	21
2.3.3	Titik Embun Alat Penyegar Udara	22
2.3.4	Pengaturan Temperatur dan Titik Embun Alat Penyegar Udara	24
2.3.5	Gambaran tentang Jenis Mesin Penyegar yang Diperdagangkan atau Tersedia di Pasaran	25

BAB 3. PRINSIP PERHITUNGAN DAN PENAKSIRAN BEBAN KALOR

3.1	Tujuan Perhitungan Beban Kalor	29
3.2	Data Utama yang Diperlukan	33
3.3	Perhitungan Beban Kalor Sensibel di dalam Daerah Tepi Gedung	43
3.3.1	Jumlah Radiasi Matahari Melalui Jendela	44
3.3.2	Pemasukan Tambahan Kalor (<i>Heat Gain</i>) Melalui Jendela	44
3.3.3	Beban Kalor Sensibel Karena Adanya Ventilasi	44
3.3.4	Beban Transmisi Radiasi Matahari Melalui Dinding (atau Atap) (14) ; (15) Luas Dinding (atau Atap)	44

3.3.5	Beban Kalor Tersimpan di dalam Ruangan dengan Penyegaran Udara Tidak Kontinu	62
3.4	Perhitungan Beban Kalor Laten di dalam Daerah Tepi Gedung	62
3.4.1	Beban Kalor Laten Karena Adanya Infiltrasi	62
3.5	Perhitungan Beban Kalor Sensibel di dalam Daerah Tengah Gedung	62
3.5.1	Beban Perpindahan Kalor Melalui Partisi, Langit-langit, dan Lantai	62
3.5.2	Beban Kalor Sensibel karena Adanya Sumber Kalor di dalam Ruangan	63
3.6	Perhitungan Beban Kalor Laten di dalam Daerah Tengah Gedung	64
3.6.1	Beban Kalor Laten karena Adanya Sumber Penguapan di dalam Ruangan	64
3.7	Perhitungan Beban Kalor Sensibel dari Mesin Penyegar Udara	65
3.7.1	Beban Kalor Sensibel Karena Adanya Pemasukan Udara Luar	65
3.7.2	Jumlah Beban Kalor Sensibel dalam Ruangan	66
3.7.3	Kenaikan Beban Kalor karena Adanya Kebocoran pada Saluran Udara1	66
3.8	Perhitungan Beban Kalor Laten dari Mesin Penyegar Udara	67
3.8.1	Beban Kalor Laten dengan Adanya Pemasukan Udara Luar	67
3.8.2	Jumlah Beban Kalor Laten Ruangan	67
3.8.3	Kenaikan Beban Kalor karena Adanya Kebocoran pada Saluran Udara	67
3.9	Penyederhanaan Lembaran Perhitungan	67
3.9.2	Penyederhanaan Lembaran Perhitungan	67
3.9.2	Penyederhanaan Rumus Perhitungan	67

BAB 4. SISTEM PENYEGARAN UDARA DAN PERALATANNYA

4.1	Beberapa Faktor Pertimbangan dalam Pemilihan Sistem Penyegaran Udara . ✓	71
4.2	Komponen Utama Sistem Penyegaran Udara . ✓	72
4.3	Penggolongan Sistem Penyegaran Udara	73
4.4	Sistem Udara Penuh	74
4.4.1	Sistem Saluran Tunggal	74
4.4.2	Sistem Dua-Saluran	76
4.5	Sistem Air-Udara	77
4.5.1	Ciri-ciri Sistem Air-Udara	77
4.5.2	Unit Koil-Kipas Udara dan Unit Induksi	78
4.5.3	Sistem Udara-panel	80
4.6	Sistem Air-Penuh	81
4.7	Sistem Penyegar Udara Tunggal	82
4.8	Aplikasi Sistem Penyegaran Udara untuk Berbagai Macam Gedung . ✓	83
4.8.1	Gedung Kantor	83
4.8.2	Hotel	84
4.8.3	Rumah Sakit	85
4.8.4	Toko Serba-Ada dan Pusat Pertokoan	85
4.8.5	Gedung Bioskop, Gedung Pertemuan Umum, Mesjid, Gereja dan sebagainya	85
4.8.6	Industri	86
4.8.7	Tempat Tinggal	86
4.9	Penyegar Udara	87
4.9.1	Penyegar Udara Sentral	87
4.9.2	Unit Koil-Kipas Udara	88
4.9.3	Unit Induksi	88
4.9.4	Penyegar Udara Jenis Paket	90
4.9.5	Penyegar Udara Kamar	92

BAB 5. REFRIGERASI DAN MESIN REFRIGERASI

5.1	Siklus Refrigerasi dan Mesin Refrigerasi. ✓	95
5.2	Beberapa Siklus Refrigerasi .	95
5.2.1	Siklus Refrigerasi dari Penyegar Udara Paket .	95
5.2.2	Siklus Refrigerasi dari Penyegar Udara Jenis Jendela .	98
5.2.3	Siklus Refrigerasi dari Unit Pendingin Air Sentrifugal .	98
5.2.4	Siklus Refrigerasi dari Mesin Refrigerasi Absorpsi .	99
5.3	Diagram Mollier (Diagram Tekanan-Entalpi) .	105
5.3.1	Keterangan tentang Diagram Mollier .	105
5.3.2	Diagram Mollier dan Perubahan Tingkat Keadaan Refrigeran .	107
5.3.3	Cara Melukis Siklus Refrigerasi.	108
5.3.4	Perhitungan Termodinamika Siklus Refrigerasi .	112
5.3.5	Perubahan Siklus Refrigerasi dan Diagram Mollier .	115
5.4	Refrigeran.	117
5.4.1	Persyaratan Refrigeran.	117
5.4.2	Karakteristik Termodinamika dari Beberapa Refrigeran .	119
5.4.3	Uap Air dalam Refrigeran.	121
5.4.4	Beberapa Pengaruh pada Material .	122
5.4.5	Refrigeran dan Minyak Pelumas .	123
5.4.6	Sifat Listrik dari Refrigeran.	123
5.4.7	Kemudahan Terbakar dan Sifat Beracun dari Refrigeran.	124
5.5	Minyak Pelumas Mesin Refrigerasi.	124
5.6	Desikan (<i>desiccant</i> , Zat Pengering) .	125
5.7	Kompresor ✓	127
5.7.1	Beberapa Jenis Kompresor .	127
5.7.2	Kompresor Torak Kecepatan Tinggi Bersilinder Banyak .	128
5.7.3	Kompresor Putar.	130
5.7.4	Kompresor Sekrup .	130
5.7.5	Kompresor Semi Hermetik .	131
5.7.6	Kompresor Hermetik .	132
5.7.7	Kapasitas Kompresor .	133
5.7.8	Proses Kompresi .	134
5.7.9	Siklus Kerja Kompresor .	135
5.7.10	Temperatur Gas Keluar .	137
5.7.11	Karakteristik Kompresor.	138
5.8	Kondensor ✓	143
5.8.1	Kalor Pengembunan dan Kemampuan Refrigerasi .	143
5.8.2	Jumlah Air Pendingin atau Udara Pendingin .	144
5.8.3	Perpindahan Kalor dalam Kondensor .	144
5.8.4	Selisih Temperatur Rata-Rata dalam Kondensor .	145
5.8.5	Laju Perpindahan Kalor dalam Kondensor Pendinginan Air.	146
5.8.6	Kondensor Tabung dan Pipa Horisontal.	150
5.8.7	Kondensor Tabung dan Koil .	151
5.8.8	Kondensor Jenis Pipa Ganda .	151
5.8.9	Kondensor Pendinginan Udara .	152
5.9	Evaporator .	153
5.9.1	Beberapa Macam Evaporator .	153
5.9.2	Perpindahan Kalor di dalam Evaporator.	155
5.9.3	Beberapa Macam Konstruksi Evaporator .	156

5.10	Pemisah Minyak Pelumas	160
5.11	Penerima Cairan	162
5.12	Pengering	163
5.13	Saringan	164
5.14	Katup Ekspansi ✓	165
5.14.1	Penyetelan Katup Ekspansi	165
5.14.2	Jenis dan Cara Kerja Katup Ekspansi	167
5.14.3	Cara Kerja Pipa Kapilar	169

BAB 6. DISTRIBUSI UDARA DAN PEMBERSIHAN UDARA

6.1	Jumlah Udara yang Diperlukan untuk Pendinginan	171
6.2	Distribusi Udara di dalam Ruangan	172
6.2.1	Lubang Isap dan Lubang Keluar	172
6.2.2	Karakteristik Lubang Keluar	175
6.2.3	Distribusi Udara di Sekitar Lubang Isap	177
6.2.4	Distribusi Udara di dalam Ruangan dan Tingkat Kenyamanan	178
6.3	Rancangan Saluran Udara	179
6.3.1	Susunan Saluran Udara	179
6.3.2	Tekanan Statik dan Tekanan Dinamik	180
6.3.3	Tahanan Gesek dalam Saluran Udara	182
6.3.4	Tahanan Aliran Lokal	186
6.3.5	Menentukan Ukuran Saluran Udara	189
6.3.6	Perubahan Tekanan dalam Sistem Saluran-Kipas Udara	190
6.4	Konstruksi Saluran Udara.	192
6.4.1	Material Saluran Udara	192
6.4.2	Tebal Dinding dan Konstruksi Saluran Udara	192
6.4.3	Transformasi dan Simpangan (<i>Take off</i>)	194
6.4.4	Isolasi Saluran Udara	195
6.5	Saringan Udara.	195
6.5.1	Kotoran dalam Udara	195
6.5.2	Prestasi Saringan Udara	195
6.5.3	Jenis dan Konstruksi Saringan Udara	197

BAB 7. PIPA AIR

7.1	Sistem Pipa Air.	201
7.2	Penentuan Jumlah Air Pendingin	202
7.3	Penentuan Diameter Pipa	203
7.3.1	Tahanan Gesek dan Tahanan Dinamik dalam Pipa	203
7.3.2	Kecepatan dan Kerugian Gesek Per Satuan Panjang Pipa yang Diperbolehkan	205
7.4	Tinggi Angkat Pompa yang Diperbolehkan	207
7.4.1	Tinggi Angkat Pompa Total yang Diperlukan	203
7.4.2	Tinggi Angkat Statik dari Instalasi Pipa dengan Sistem Terbuka	208
7.5	Material Pipa	211
7.5.1	Beberapa Material Pipa	211
7.5.2	Katup	215
7.6	Pemasangan Pipa.	217
7.6.1	Penyambungan Pipa	217

7.6.2	Penunjangan Pipa	218
7.6.3	Kemiringan Pipa	218
7.6.4	Expansi dan Kontraksi pada Pipa	219
7.6.5	Tangki Expansi.	220
7.7	Isolasi Pipa	222

BAB 8. PENGONTROLAN PENYEGARAN UDARA

8.1	Pengontrolan Otomatik Sistem Penyegaran Udara	223
8.1.1	Rangkaian Utama dan Cara Kerja	223
8.1.2	Kontrol Otomatik	224
8.1.3	Kontrol Otomatik dari Penyegar Udara	225
8.1.4	Pemilihan Alat Kontrol	226
8.1.5	Beberapa Sistem Kontrol pada Penyegar Udara Jenis Paket	228
8.2	Alat Kontrol Otomatik	232
8.2.1	Katup Keamanan, Selaput Pecah dan Sumbat Sekering	232
8.2.2	Saklar Tekanan.	236
8.2.3	Saklar Termal atau Termostat	239
8.2.4	Katup Solenoid.	241
8.2.5	Katup Pengatur Air Pendingin	243
8.2.6	Katup Pengatur Tekanan Penguapan (<i>dalam Evaporator</i>)	244
8.2.7	Katup Pengatur Tekanan Isap	245
8.2.8	Saklar Pelampung	247
8.2.9	Katup Pelampung	248
8.2.10	Saklar Aliran	248
8.2.11	Saklar Kelembaban	248

BAB 9. PEMASANGAN DAN PENGUJIAN

9.1	Lokasi Peralatan	251
9.2	Fondasi	251
9.2.1	Fondasi Beton	251
9.2.2	Metoda Pendukungan dengan Isolasi Getaran.	252
9.3	Pemasangan	254
9.3.1	Umum.	254
9.3.2	Pemasangan Pompa	257
9.3.3	Pemasangan Kipas Udara	257
9.3.4	Pemasangan Penyegar Udara Jenis Paket	259
9.3.5	Pemasangan Penyegar Udara Ruangan Jenis Jendela	263
9.3.6	Pemasangan Penyegar Udara Jenis Terpisah.	264
9.3.7	Pemasangan Unit Koil-Kipas Udara	265
9.3.8	Pemasangan Menara Pendingin	267
9.4	Pipa Refrigeran.	271
9.4.1	Material Pipa.	272
9.4.2	Beberapa Petunjuk Pemasangan Pipa Refrigeran	274
9.4.3	Sambungan Cepat	278
9.4.4	Pengelasan Pipa Refrigeran	280
9.5	Pemasangan Katup Expansi.	280
9.6	Pengujian Tekanan Siklus Refrigerasi	284

BAB 10. OPERASI DAN USAHA MENGATASI KERUSAKAN

10.1	Operasi dan Usaha Mengatasi Kerusakan Penyegar Udara	289
10.2	Variasi Kondisi Lingkungan dan Kapasitas Penyegar Udara	289
10.2.1	Temperatur Udara Masuk dan Kelembabannya	289
10.2.2	Air Pendingin	294
10.2.3	Volume Aliran Udara dan Kapasitas Pendinginan	297
10.3	Karakteristik Operasi Penyegar Udara Jenis Pendinginan Udara	299
10.3.1	Kondisi Temperatur Standar	299
10.3.2	Perbedaan Terhadap Karakteristik Penyegar Udara Jenis Pendinginan Air	299
10.4	Karakteristik Perlengkapan Listrik dari Penyegar Udara	299
10.4.1	Arus Kerja untuk Penyegar Udara	299
10.4.2	Variasi Daya Listrik	301
10.4.3	Efek Kedip dan Arus Start	301
10.5	Petunjuk Perawatan Penyegar Udara	302
10.5.1	Pemeriksaan Mesin Pendinginan	302
10.5.2	Perawatan	303
10.5.3	Pemeriksaan dan Perawatan Harian	303
10.5.4	Operasi yang Tidak Normal dari Penyegar Udara	305

BAB 11. POMPA, KIPAS UDARA, DAN MENARA PENDINGIN

11.1	Pompa	307
11.1.1	Konstruksi Pompa (Lihat Gbr. 11.3).	307
11.1.2	Material Untuk Pompa	310
11.1.3	Kapasitas Pompa dan Diameter Sambungan Pipa pada Pompa	310
11.1.4	Tinggi Energi Angkat (Head).	311
11.1.5	Prestasi Pompa	314
11.1.6	Tinggi Isap Pompa	316
11.1.7	Kavitasi.	316
11.2	Kipas Udara dan Blower.	317
11.2.1	Ciri-ciri Kipas Udara dan Blower	317
11.2.2	Karakteristik Kipas Udara	322
11.2.3	Hukum Kipas Udara	324
11.2.4	Karakteristik Kipas Udara dan Tahanan Saluran	327
11.3	Menara Pendingin	328
11.3.1	Persyaratan bagi Menara Pendingin	329
11.3.2	Menara Pendingin Tarikan-Paksa	330

BAB 1. PRINSIP DASAR SISTEM PENYEGARAN UDARA

1.1 Sejarah Perkembangan Sistem Penyegaran Udara

1.1.1 Penemuan Siklus Refrigerasi dan Perkembangan Sistem Penyegaran Udara

Penemuan siklus refrigerasi dan perkembangan mesin refrigerasi merintis jalan bagi pembuatan dan penggunaan mesin penyegaran udara. Komponen utama dari sistem refrigerasi adalah kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator. Dalam hal tersebut kompresor berfungsi mengalirkan dan menaikkan tekanan gas refrigeran, yang selanjutnya dicairkan di dalam kondensor. Beberapa jenis kompresor yang biasa dipergunakan akan diterangkan dalam Bab 5. Dari kondensor, refrigeran cair diuapkan dengan menyemprotkannya, melalui katup ekspansi, ke dalam evaporator yang bertekanan rendah. Refrigeran yang menguap di dalam evaporator menyerap kalor dari udara yang ada di sekitarnya. Sebelum Freon merupakan refrigeran yang paling banyak dipergunakan pada waktu ini, ammonia merupakan refrigeran yang paling populer.

Dalam tahun 1823, Cagniard de la Tour (Perancis) melakukan penelitian tentang tingkat keadaan kritis dari gas eter. Setahun kemudian, Humphrey Davy dan asistennya M. Faraday (Inggris), merupakan orang pertama yang berhasil menemukan cara mencairkan gas ammonia. Prinsip dasar siklus refrigerasi dikembangkan oleh N.L.S. Carnot (Perancis) dalam tahun 1824 dan pada tahun itu pulalah teori termodinamikanya dipublikasikan.

Boleh dikatakan bahwa instalasi pendinginan yang pertama dibuat dan dipatenkan oleh seorang berkebangsaan Amerika, yaitu Joseph Mc. Creaty, dalam tahun 1897. Pada waktu itu, instalasi tersebut dinamai mesin pencuci udara (*air washer*), yaitu suatu sistem pendinginan yang mempergunakan percikan air, seperti terlihat pada Gbr. 2.6. Sedangkan Dr. Willis Haviland Carrier (Amerika Serikat, 1906) dapat dianggap sebagai orang pertama yang berhasil membuat alat pengatur temperatur dan kelembaban udara, yaitu pada waktu ia berhasil menyegarkan udara dari sebuah percetakan dengan menggunakan sistem pencuci udara. Dalam hal tersebut ia mendinginkan dan menjenuhkan udara sampai mencapai titik embunnya. Teori termodinamika yang dihasilkannya itu dikemukakan pada suatu pertemuan dari The American Society of Mechanical Engineers dalam tahun 1911.

Sampai beberapa tahun sesudah perang dunia kedua, instalasi penyegegar udara hanya dipergunakan untuk keperluan industri. Namun, setelah itu penggunaannya diperluas untuk memenuhi kebutuhan akan kenyamanan dan kesegaran udara di hotel, kantor, tempat pertemuan, gedung bioskop, di rumah dan sebagainya.

1.1.2 Definisi dari Penyegaran Udara

Penyegaran udara adalah suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaban yang sesuai dengan yang dipersyaratkan terhadap kondisi udara dari suatu ruangan tertentu. Selain itu, mengatur aliran udara dan

kebersihannya. Di beberapa negara, beberapa faktor kesegaran tersebut di atas ditetapkan dalam Undang-undang, sesuai dengan tujuan penggunaan ruangan, misalnya untuk kantor, hotel, dan sebagainya.

Sistem penyegaran udara pada umumnya dibagi menjadi dua golongan utama, yaitu:

(1) *Penyegaran udara untuk kenyamanan*

Menyegarkan udara dari ruangan untuk memberikan kenyamanan kerja bagi orang yang melakukan kegiatan tertentu.

(2) *Penyegaran udara untuk industri*

Menyegarkan udara dari ruangan karena diperlukan oleh proses, bahan, peralatan atau barang yang ada di dalamnya.

1.1.3 Implikasi Arsitektur dan Sosial dari Penyegaran Udara

Manusia selalu mencoba menyesuaikan diri dan mempertahankan hubungannya dengan lingkungan di mana ia berada. Orang akan mencari tempat berteduh apabila hari sangat panas. Sedangkan apabila cuaca buruk, ia akan berusaha mencari tempat yang dapat melindunginya dari angin, hujan dan kedinginan. Hal tersebut menunjukkan bahwa orang memerlukan tempat tinggal. Sejarah perkembangan tempat tinggal manusia menunjukkan adanya usaha untuk mengatasi gangguan atau keperluan tersebut di atas. Semula, jendela sangat diperlukan untuk memungkinkan masuknya cahaya matahari bagi penerangan ruangan dan masuknya udara segar. Namun, setelah perang dunia kedua, yaitu dengan kemajuan yang diperoleh dalam bidang teknik penerangan listrik dan teknik penyegaran udara, jendela tidak lagi merupakan bagian yang dikenai persyaratan yang terlampau berat. Dengan demikian ada keleluasaan dalam perancangan gedung dan jendelapun tidak harus selalu ada pada setiap ruangan. Sistem penyegaran udara memegang peranan yang sangat penting dan harus direncanakan dengan sebaik-baiknya, terutama bagi bangunan di bawah tanah, yang merupakan salah satu usaha memanfaatkan setiap ruangan yang ada.

Sudah lama sebelumnya, orang mengetahui tentang cara mengatasi kedinginan dengan menghangatkan ruangan, yaitu dengan membakar kayu atau jenis bahan bakar lainnya. Tetapi baru beberapa puluh tahun terakhir ini saja kita dapat mendinginkan udara dari ruangan di mana kita berada, supaya merasa lebih nyaman dan terhindar dari pengaruh panas udara sekitarnya. Kini penyegaran udara sudah merupakan hal yang biasa, bukan kemewahan tetapi suatu keperluan, terutama di daerah tropik.

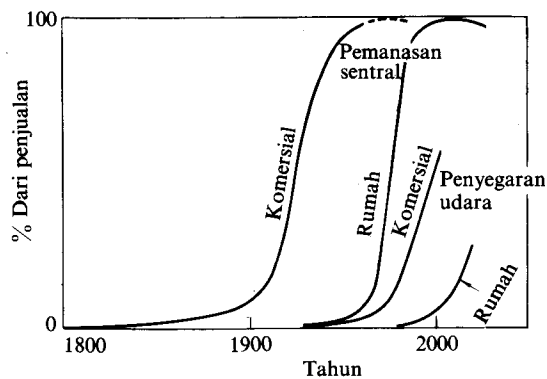
Sistem penyegaran udara untuk industri dirancang untuk memperoleh temperatur, kelembaban, serta distribusi udara sesuai dengan yang dipersyaratkan oleh proses serta peralatan yang dipergunakan di dalam ruangan yang bersangkutan (Lihat Tabel 1.1). Dalam hal tersebut juga tercakup persyaratan yang diperlukan untuk memberikan kenyamanan lingkungan kerja bagi para karyawan. Hasil penelitian tentang lingkungan kerja menunjukkan bahwa di dalam ruang kerja berudara segar, karyawan dapat bekerja lebih baik dan jumlah kesalahan dapat dikurangi, sehingga efisiensi kerja dapat ditingkatkan. Penyegaran udara juga sangat penting untuk rumah sakit, bukan saja untuk memberikan ketenangan dan mengurangi penderitaan pasien, tetapi juga untuk memberikan kesegaran kerja bagi para dokter dan perawat sehingga dapat melakukan tugasnya dengan sebaik-baiknya, lebih teliti dan efisien.

Penggunaan sistem penyegaran udara untuk keperluan rumah tinggal juga sudah banyak, meskipun belum merupakan suatu yang sangat diperlukan seperti pada industri,

Tabel 1.1 Kondisi temperatur dan kelembaban untuk penyebaran udara industri.

Industri	Proses	Musim panas		Musim dingin	
		Tempera- tur (°C)	Kelembaban relatif (%)	Tempera- tur (°C)	Kelembaban relatif (%)
Percetakan	Mencetak	24–27	45–50	24	45–50
Optika	Menggosok	27	80	27	80
Fotografi	Membuat film	23–24	40–65	23–24	40–65
"	Mencuci film	21–24	60	21–24	60
Bir	Membuat bir	4–8	50–70	4–8	50–70
Gula-gula	Membuat manisan	18–27	35–50	18–24	35–50
"	Menyimpan manisan	16–24	45–55	16–24	45–55
"	Membuat coklat	18	45–50	18	45–50
"	Menyimpan coklat	16–24	40–50	16–21	40–50
Farmasi	Membuat obat	21–27	10–50	21–27	10–50
Pecah belah (dari tanah)	Membentuk	27	60	27	60
Mesin	Mesin pembuat roda gigi	24–27	50–60	24	45–50
Listrik	Alat listrik	24–26	50–55	24–26	50–55
"	Mengisolasi	21–24	30–40	21–24	30–40
Rokok	Membuat rokok	21–27	55–65	21–27	55–65
Pemintalan (kapas)	Menganyam	24–27	50–60	21–24	50–60
"	Memintal	24–27	50–60	21–24	50–60
Pemintalan (sutera)	Menganyam	24–27	60–65	24–27	60–65
"	Memintal	24–27	65–70	24–27	65–70
"	Menenun	24–27	60–70	21–24	60–70
Pemintalan (wol)	Memintal	24–27	65	27	65
"	Menenun	24–27	50–55	21–24	50–55

tempat pertemuan dan gedung besar lainnya. Hal tersebut disebabkan karena unit penyebar udara untuk rumah tinggal masih terasa mahal harga dan biaya operasinya. Diperkirakan bahwa dalam waktu dekat yang akan datang dapat dibuat mesin penyebar udara untuk keperluan rumah tangga yang sederhana pemasangan, pengaturan dan perawatannya, serta murah harganya. Gambaran tentang perkembangan jumlah permintaan produksi mesin penyebar udara dapat dilihat pada Gbr. 1.1.



Gbr. 1.1 Perkembangan produksi industri mesin penyebar udara. (Menurut perkiraan Croome Gale, dll di Inggris.)

1.1.4 Industri Mesin Penyegar Udara

Untuk gedung yang besar, kurang lebih separo dari seluruh biaya pembangunan merupakan biaya pembangunan sarana yang diperlukan, misalnya untuk sistem mekanikal dan listrik, dan sebagainya. Dari biaya pembangunan sarana tersebut, kira-kira 30 sampai 50 persen diperlukan untuk sistem penyegaran udara. Biaya tersebut di atas meliputi biaya perancangan sistem, harga mesin dan biaya pemasangannya. Sedangkan pekerjaan tersebut dapat dilaksanakan oleh perusahaan yang berbeda.

Namun, dalam beberapa tahun terakhir ini ada usaha yang dilaksanakan untuk mengurangi biaya pembangunan sarana penyegaran udara. Salah satu di antaranya adalah perkembangan industri mesin penyegaran udara yang sekaligus melaksanakan perancangan, pembuatan dan pemasangannya. Dalam hal tersebut, biaya produksi mesin dapat ditekan serendah-rendahnya dengan jalan mengadakan standarisasi. Dengan demikian diharapkan hal tersebut akan merupakan daya tarik yang memungkinkan kelanjutan usaha memperbanyak penggunaan sistem penyegaran udara, di samping memantapkan perkembangan industri mesin penyegar udara.

1.2 Memperoleh Kenyamanan Melalui Penyegaran Udara

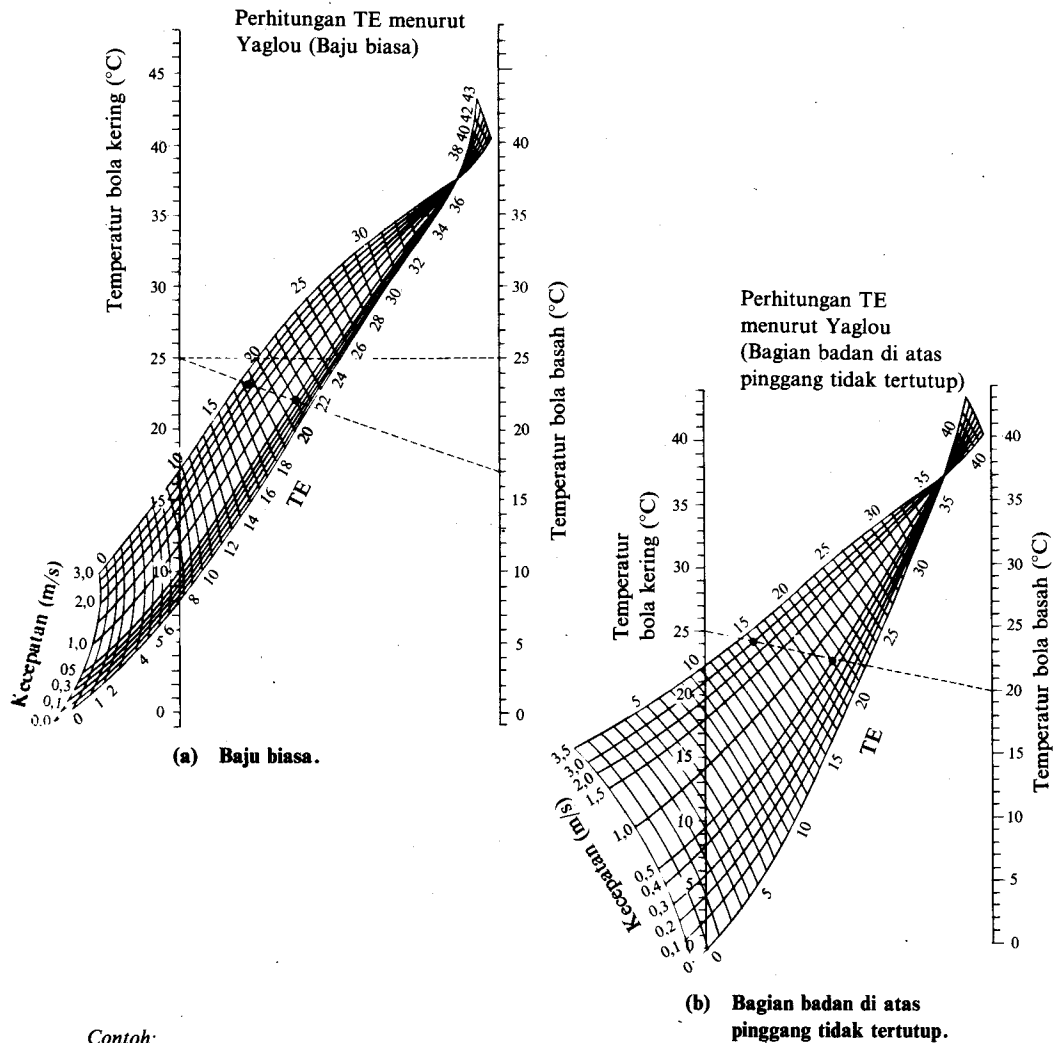
1.2.1 Pengertian tentang Kenyamanan

Jika seorang berada di dalam suatu ruangan tertutup untuk jangka waktu yang lama, maka pada suatu ketika ia akan merasa kurang nyaman. Sehubungan dengan hal tersebut, maka dalam tahun 1777 seorang ahli kimia bernama Lavoisier mengadakan serangkaian penelitian. Ia kemudian menerangkan bahwa kenaikan kadar CO_2 di dalam ruangan sebagai akibat pernafasan manusia, akan menyebabkan sesak dan panas.

Sementara itu pada tahun 1858 Max von Pettenkofer, seorang ahli dalam bidang kesehatan, mengajukan sebuah hipotesa yang menyebutkan bahwa manusia menghembuskan zat beracun, yaitu CO_2 . Namun, dalam tahun 1905 seorang ahli kesehatan yang lain, yaitu Frugge, mengemukakan sebuah teori yang masih berlaku sampai sekarang. Ia menyatakan bahwa manusia dapat diibaratkan sebagai motor bakar; manusia harus mengeluarkan panas yang dihasilkan sebagai akibat dari kerja yang dilakukannya. Jika panas tersebut tidak dapat keluar dari badan manusia, misalnya karena temperatur dan kondisi udara sekelilingnya tidak memungkinkan hal tersebut terjadi dengan baik, maka ia akan merasakan suatu keadaan yang tidak menyenangkan.

1.2.2 Experimen dari Yaglou tentang Pengaruh Temperatur dan Kelembaban terhadap Kenyamanan

Untuk menentukan kenyamanan, maka dalam tahun 1923 Yaglou menyiapkan dua ruangan psikrometrik. Ruang yang pertama berudara tenang, tanpa angin, dan kelembabannya 100%. Sedangkan di dalam ruang kedua, temperatur, kelembaban dan gerakan udaranya dapat diubah. Yaglou ingin menentukan beberapa kombinasi dari ketiga faktor tersebut di atas sehingga terjadi kondisi atmosfir yang dapat memberikan rasa yang sama dengan kondisi atmosfir di dalam ruang pertama. Hal tersebut dilakukan berdasarkan pengamatan yang dilakukan terhadap seorang yang memasuki ruang kedua setelah terlebih dahulu berada di dalam ruang pertama. Kondisi atmosfir di dalam ruang kedua tersebut dinyatakan dengan "Temperatur Efektif," TE. Hasil pekerjaan Yaglou tersebut dituangkan dalam bentuk grafik, seperti terlihat pada Gbr. 1.2.



Contoh:

Jika temperatur bola basah dan bola kering = 25°C (kelembaban relatif 100 %), dan jika tak ada angin, maka $\text{TE} = 25^{\circ}\text{C}$

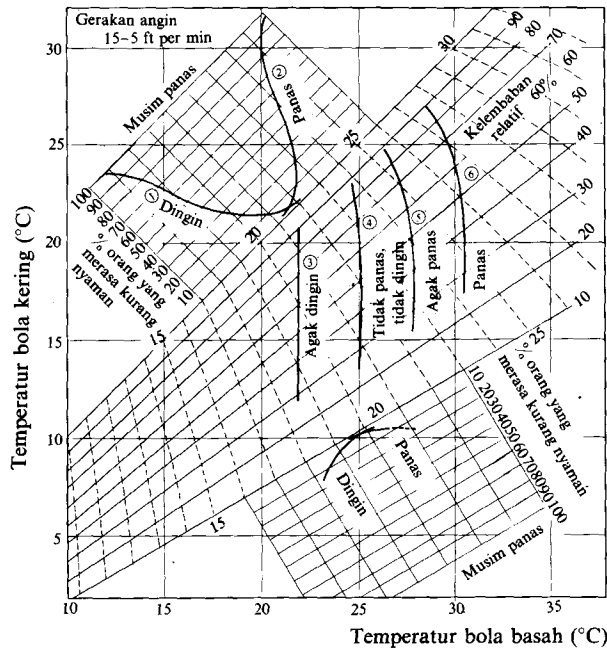
Contoh:

Jika temperatur bola basah = 17°C dan temperatur bola kering = 25°C (menurut Gbr 2.1, kelembaban relatif = 44%), maka pada kecepatan 0,5 m/s— $\text{TE} = 21^{\circ}\text{C}$ dan pada 3 m/s— $\text{TE} = 18,5^{\circ}\text{C}$. Jadi, TE turun 1°C per 1 m/s kecepatan angin

Gbr. 1.2 Temperatur Efektif (TE) dari Yaglou dan Houghton.

Dalam kenyataannya, kecepatan udara di dalam ruangan sangat rendah. Oleh karena itu TE dilukiskan sebagai kombinasi dari temperatur dan kelembaban saja, seperti terlihat pada Gbr. 1.3.

Setelah eksperimen Yaglou tersebut di atas, Koch dan asistennya mengadakan penelitian terhadap keadaan pegawai yang bekerja di kantor, yang dilengkapi dengan sistem penyegaran udara, untuk waktu yang lama. Ia mengatakan bahwa kelembaban udara tidak berpengaruh terhadap temperatur efektif, seperti yang pernah dinyatakan oleh Yaglou. Hasil penelitian dari Koch juga digambarkan pada Gbr. 1.3.



Tidak nyaman
Musim panas—2% pada TE 71°F (21,7°C)
Musim dingin—2,3% pada TE 68°F (TE 20°C)

- ①, ②—Diagram Kenyamanan yang lama dari ASHVE
(Diagram Kenyamanan yang telah direvisi, 1966)
③, ④, ⑤, ⑥—Hasil eksperimen dari Koch

Gbr.1.3 Diagram temperatur efektif (TE) untuk udara tenang.
(Diagram kenyamanan ASHVE 1966)

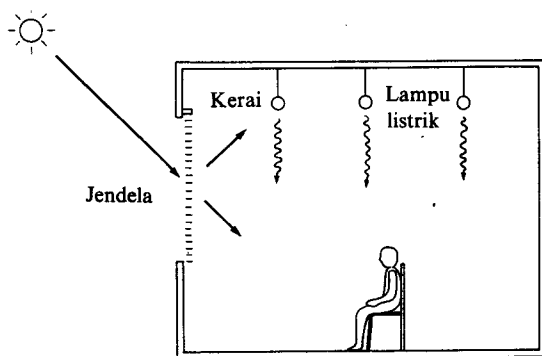
Sampai kira-kira tahun 1970 grafik tersebut pada Gbr. 1.3 banyak dipergunakan oleh ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) dan dikenal dengan nama “ASHVE Comfort Chart” (ASHVE adalah singkatan dari American Society of Heating and Ventilation Engineers, yaitu nama perhimpunan yang kemudian berkembang menjadi ASHRAE). Pada waktu ini garis yang di tengah pada diagram Yaglou maupun garis Koch dipergunakan oleh ASHRAE. Namun grafik tersebut pada waktu ini barangkali sudah tidak sesuai lagi, oleh karena TE Yaglou hampir sama dengan persepsi temperatur apabila seorang yang berkeringat masuk ke dalam ruangan yang disegarkan udaranya. Bahkan pada temperatur tinggi, orang dapat merasa dingin karena terjadinya penguapan keringat yang membasahi badan dan bajunya. Sebaliknya, garis Koch menunjukkan ciri-ciri persepsi temperatur bagi orang yang sudah cukup lama berada di dalam ruangan yang disegarkan udaranya. Dalam hal tersebut terakhir, orang tersebut tidak akan merasakan pengaruh kelembaban udara.

Pada dasarnya, prinsip pendinginan dan penyejukan ruangan berpedoman pada kondisi tersebut di bawah ini:

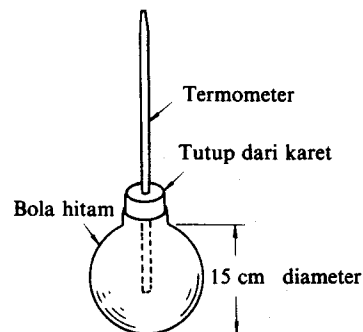
Temperatur °C	Kelembaban Relatif, %	Jenis ruangan
27	50–55	Tempat tinggal biasa (1.1)
26	50–55	Tempat tinggal mewah, atau ruangan yang dikenai panas radiasi (1.2)

Gedung dengan jendela-jendela besar atau yang dilengkapi dengan lampu-lampu termasuk dalam golongan ruangan yang dikenai panas radiasi lebih banyak. Penggunaan kaca yang bersifat endotermik dan penggunaan lapisan pemantul sinar pada jendela, tentu dapat mengurangi panas radiasi matahari ke dalam ruangan yang bersangkutan. Mengenai gedung yang lebih dari 55% ruangnya dikenai beban panas laten lebih besar daripada panas sensibelnya, akan diterangkan kemudian secara terperinci, misalnya: rumah berukuran besar, ruangan pertemuan, restoran, gedung bioskop, dan sebagainya. Bangunan tersebut terakhir dikenai panas radiasi dalam jumlah cukup besar.

Nah, apakah pengaruh panas radiasi terhadap manusia? Hal ini akan diterangkan sebagai berikut. Sebuah bola hitam, di mana di dalamnya dipasang sebuah termometer dan diletakkan di tengah-tengah sebuah ruangan, akan dipergunakan sebagai pengganti seseorang. Jika sebuah termometer (bola kering) lain dipasang juga di dalam ruangan tersebut (Lihat Gbr. 2.1), maka perbedaan temperatur yang tercatat oleh termometer yang ada di dalam bola hitam (7) dan termometer (bola kering) tersebut di atas menunjukkan besarnya panas radiasi. Dalam hal tersebut, manusia tidak akan merasa dingin kecuali jika perbedaan temperaturnya lebih besar.



Gbr. 1.4 Kalor radiasi dari benda di dalam ruangan.



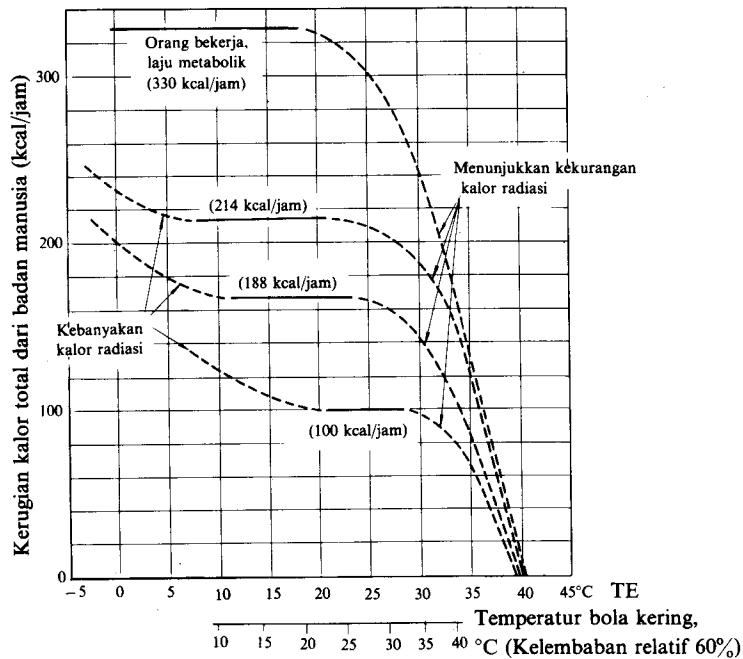
Gbr. 1.5 Termometer bola.

1.2.3 Kemampuan Penyesuaian (Adaptability)

Tubuh manusia memiliki kemampuan untuk menyesuaikan diri dengan lingkungannya. Dalam lingkungan yang dingin saluran darah akan mengerut untuk mengurangi kerugian panas yang diakibatkan oleh radiasi dari kulit. Oleh karena itu permukaan kulit akan menjadi lebih dingin.

Sebaliknya, dalam lingkungan yang panas saluran darah akan mengembang sehingga radiasi dari kulit akan bertambah besar. Selanjutnya, dalam lingkungan yang lebih panas, tubuh akan berkeringat dan proses penguapan keringat akan mendinginkan kulit. Sudah diketahui pula bahwa tubuh manusia sanggup mempertahankan temperatur tubuh konstan dalam berbagai keadaan, meskipun ada batasnya juga.

Gbr. 1.6 menunjukkan adanya batas kemampuan tubuh manusia untuk menyesuaikan diri terhadap panas radiasi. Pemuda, pekerja keras, dan sebagainya, yang mengeluarkan banyak panas dari tubuhnya, menyukai lingkungan yang dingin dan dapat menyesuaikan diri dengan daerah temperatur lingkungan yang lebih luas. Sedangkan pegawai kantor, orang tua atau orang-orang yang sedang sakit, lebih menyukai lingkungan yang lebih hangat dan hanya mampu menyesuaikan diri dengan



Gbr. 1.6 Daerah penyesuaian dalam udara tenang.

daerah temperatur lingkungan yang lebih sempit. Maka sistem penyejangan udara yang dapat memenuhi kedua hal tersebut perlu dikembangkan.

Dari penelitian yang dilakukan ternyata bahwa temperatur rata-rata permukaan kulit manusia yang terbaik adalah 33°C . Hal ini dapat dicapai apabila panas radiasi tersebut sesuai dengan jumlah panas yang dihasilkan oleh badan. Orang tidak akan merasa panas atau dingin dengan tiba-tiba jika temperatur kulit berubah sedikit saja. Batas keadaan netral (*neutral band*) ini ditetapkan pada $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ dari temperatur bola kering. Dalam hal ini, temperatur udara yang ekuivalen adalah kira-kira setengah daripada harga tersebut di atas. Dengan mempergunakan sistem pendinginan udara batas perbedaan $\pm 0,7^{\circ}\text{C}$ dapat diterima.

Oleh karena tubuh manusia akan bereaksi dengan cepat apabila dengan tiba-tiba dikenai udara dingin, yaitu mengerutnya saluran darah, maka perbedaan antara temperatur udara luar dan temperatur ruangan yang didinginkan sebaiknya tidak lebih besar daripada 7°C . Berdasarkan beberapa faktor tersebut di atas, maka hendaknya dipergunakan pedoman pemilihan seperti disebutkan dalam pasal 1.1 atau 1.2.

BAB 2. PSIKROMETRI DAN SISTEM PENYEGARAN UDARA

2.1 Udara

2.1.1 Komposisi Udara

Udara yang mengandung uap air dinamai udara lembab atau udara basah. Sedangkan udara kering adalah udara yang sama sekali tidak mengandung uap air, seperti terlihat pada Tabel 2.1

Tabel 2.1 Komposisi Udara Kering.

	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂	Berat molekul 28,97 1,293 kg/m ³
Volume %	78,09	20,95	0,93	0,03	
Berat %	75,53	23,14	1,28	0,05	

2.1.2 Diagram Psikrometrik dan Sifat Udara Basah

Sifat termal dari udara basah pada umumnya ditunjukkan dengan mempergunakan diagram psikrometri, seperti terlihat pada Gbr. 2.1. Dalam hal tersebut dipakai beberapa istilah dan simbol sebagai berikut.

(1) Temperatur bola kering, t ($^{\circ}\text{C}$)

Temperatur tersebut dapat dibaca pada termometer dengan sensor kering dan terbuka. Namun, penunjukannya tidaklah tepat karena adanya pengaruh radiasi panas, kecuali jika sensornya memperoleh ventilasi yang cukup baik. (Lihat Gbr. 2.2.)

(2) Temperatur bola basah, t' ($^{\circ}\text{C}$)

Dalam hal ini digunakan termometer dengan sensor yang dibalut dengan kain basah untuk menghilangkan pengaruh radiasi panas, seperti terlihat pada Gbr. 2.2. Namun perlu diperhatikan bahwa melalui sensor harus terjadi aliran udara sekurang-kurangnya 5 m/s.

Temperatur bola basah kadang-kadang dinamai temperatur jenuh adiabatik (adiabatic saturated temperature).

(3) Tekanan parsial uap air, f (mmHg) ($1 \text{ mmHg} = 1,334 \text{ mb}$)

Hubungan antara tekanan parsial uap air f dan temperatur bola basah t' dapat dilihat dari persamaan berikut ini.

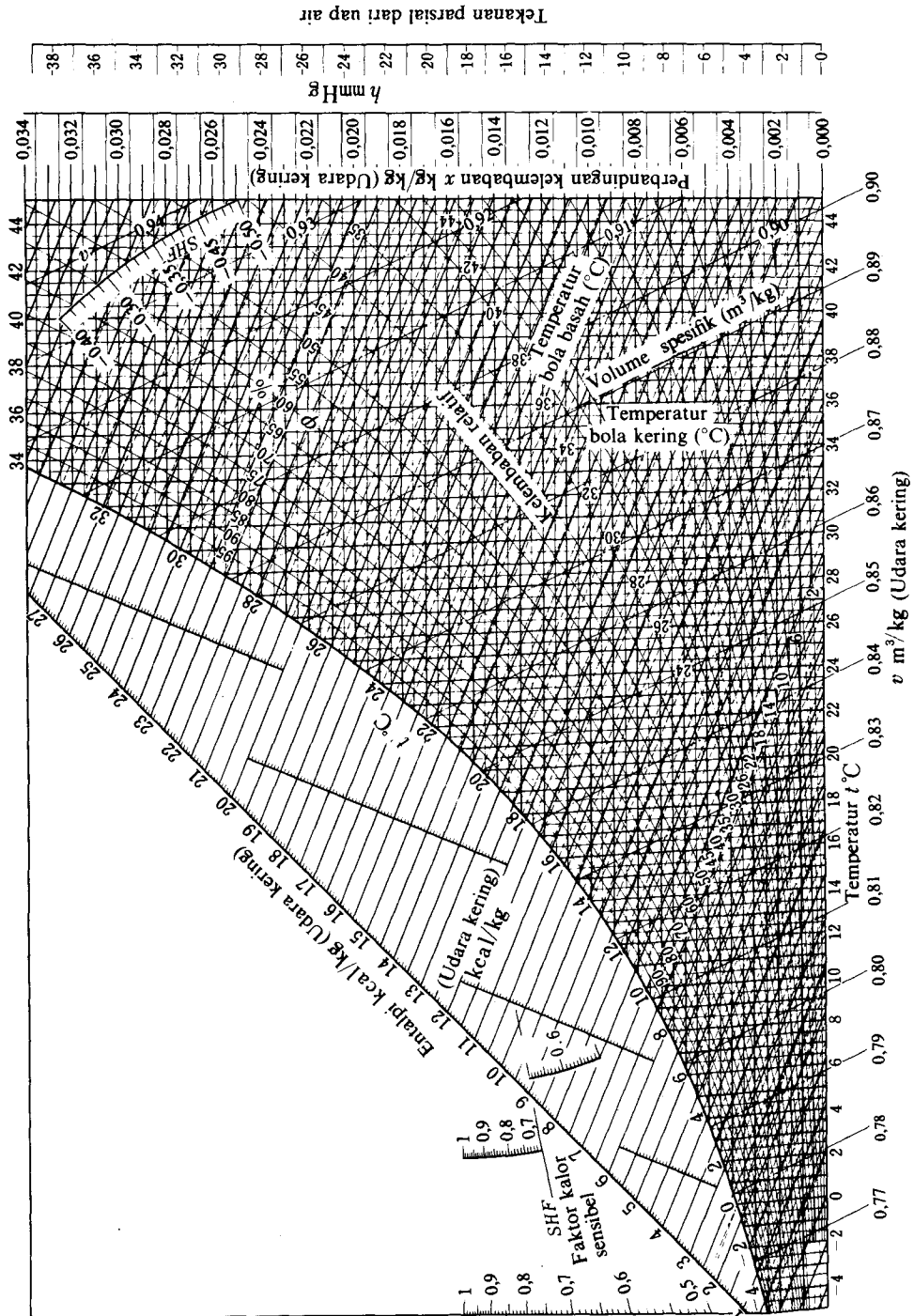
$$f \leq f' - 0,5 (t - t') \frac{\text{Tekanan atmosfir, mmHg}}{755} \quad (2.1)$$

Persamaan (2.1) biasanya disebut persamaan empirik dari Sprung, di mana

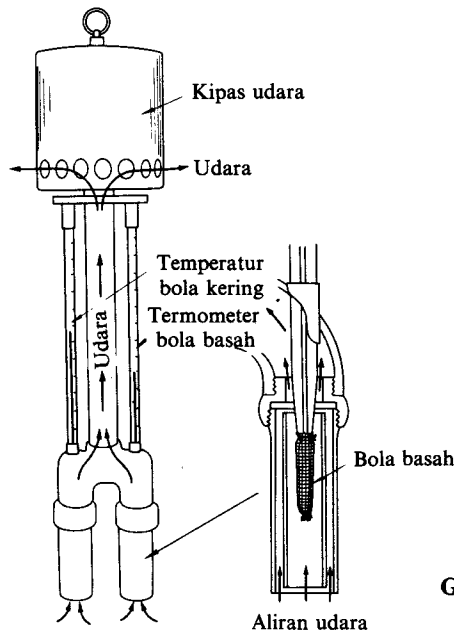
t = temperatur bola kering ($^{\circ}\text{C}$)

t' = temperatur bola basah ($^{\circ}\text{C}$)

f' = tekanan uap jenuh pada t' (mmHg)



Gbr. 2.1 Diagram psikrometrik.



Gbr. 2.2 Higrometer Jenis Ventilasi.

atau

$$f' = 10 \frac{0,661 + 7,493t'}{237,0 + t'} \quad (2.1a)$$

Persamaan (2.1a) dikenal sebagai persamaan Kosik. Pada persamaan (2.1), tekanan atmosfer dinyatakan dalam mmHg, di mana 1 atmosfer = 760 mmHg.

(4) Perbandingan kelembaban, x (kg/kg udara kering, kg/kg_{ud}, kg/kg')

Perbandingan kelembaban adalah perbandingan antara berat uap air dan berat udara kering yang ada di dalam udara (lembab). Hubungan antara tekanan uap f dan perbandingan kelembaban x adalah sebagai berikut.

$$x = 0,6220 \frac{f}{\text{Tekanan atmosfer} - f} \text{ (kg/kg')} \quad (2.2)$$

atau

$$f = \frac{x}{0,6220 + x} \times (\text{tekanan atmosfer, mmHg}) \quad (2.2a)$$

(5) Kelembaban relatif, ϕ (%)

Kelembaban relatif adalah perbandingan antara tekanan parsial uap air yang ada di dalam udara dan tekanan jenuh uap air pada temperatur air yang sama.

(6) Volume spesifik (udara) lembab, v (m³/kg')

Volume spesifik (udara lembab) adalah volume udara lembab per 1 kg udara kering,

$$v = (0,7734 + 1,224x) \frac{273,2 + t}{273,2} \left(\frac{760}{\text{Tekanan atmosfer}} \right) \text{ (m}^3\text{/kg)} \quad (2.3)$$

di mana,

0,7734 = volume spesifik udara kering pada $^{\circ}\text{C}$ dan pada tekanan 1 atmosfir.

1,244 = volume spesifik dari uap air pada 0°C dan pada tekanan 1 atmosfir.

273,2 = 0°C dinyatakan dalam $^{\circ}\text{K}$.

(7) Titik Embun, t'' ($^{\circ}\text{C}$)

Titik embun adalah temperatur air pada keadaan di mana tekanan uapnya sama dengan tekanan uap dari udara (lembab). Jadi, pada temperatur tersebut uap air dalam udara mulai mengembun dan hal tersebut terjadi apabila udara (lembab) didinginkan.

(8) Entalpi, i (kcal/kg')

Entalpi adalah energi kalor yang dimiliki oleh suatu zat pada suatu temperatur tertentu. Maka entalpi dari udara lembab dengan perbandingan kelembaban x , pada temperatur $t^{\circ}\text{C}$, didefinisikan sebagai sejumlah energi kalor yang diperlukan untuk memanaskan 1 kg udara kering dan x kg air (dalam fasa cair) dari 0°C sampai mencapai $t^{\circ}\text{C}$ dan menguapkannya menjadi uap air (fasa gas). Hal tersebut di atas dapat dituliskan dalam persamaan:

$$i = 0,240 t + (597,3 + 0,441 t)x \text{ (kcal/kg')} \quad (2.4)$$

di mana,

t = temperatur udara ($^{\circ}\text{C}$)

x = perbandingan kelembaban dari udara lembab (kg/kg')

0,240 = kalor spesifik dari udara kering (kcal/kg $^{\circ}\text{C}$)

0,441 = kalor spesifik rata-rata dari uap air (kcal/kg $^{\circ}\text{C}$)

597,3 = kalor laten dari air pada 0°C (kcal/kg)

Persamaan (2.4) dikenal sebagai persamaan Shephard

(9) Persentase kelembaban (perbandingan jenuh), ϕ (%)

Persentase kelembaban adalah perbandingan (%) antara perbandingan kelembaban dari udara lembab dan perbandingan kelembaban jenuh pada temperatur yang sama. Jadi,

$$\psi = \frac{x}{x_s} \times 100\% \quad (2.5)$$

di mana,

x = perbandingan kelembaban (kg/kg')

x_s = perbandingan kelembaban jenuh pada temperatur yang sama (kg/kg').

Namun, dalam kenyataannya harga hampir sama dengan kelembaban relatif ψ . Hubungan antara ψ dan ϕ adalah sebagai berikut:

$$\psi = \phi \frac{(\text{Tekanan atmosfir}-f_s)}{(\text{Tekanan atmosfir}-f)} \quad (2.5a)$$

di mana,

f = tekanan parsial uap air (mmHg)

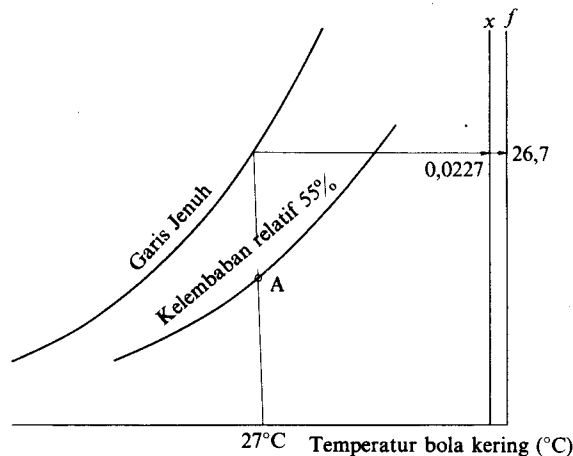
f_s = tekanan parsial uap air jenuh pada temperatur yang sama (mmHg)

(10) Faktor Kalor Sensibel SHF

Faktor kalor sensibel adalah perbandingan perubahan besarnya kalor sensibel terhadap perubahan entalpi. Hal tersebut akan dijelaskan melalui contoh soal tersebut di bawah ini.

Soal: Tentukan besarnya tekanan parsial uap air jenuh f_s , apabila temperaturnya 27°C dan perbandingan kelembaban jenuh x_s , dengan mempergunakan Gbr. 2.1.

Jawab: Tariklah garis vertikal melalui titik A sampai memotong garis jenuh, kemudian tariklah garis horisontal melalui titik pada garis jenuh tersebut sehingga memotong garis sumbu tekanan parsial uap dan sumbu perbandingan kelembaban, seperti tersebut pada Gbr. 2.3a. Maka akan diperoleh harga sebagai berikut.



Gbr. 2.3 (a) Penggunaan Diagram Psikrometrik.

$$f_s \text{ (tekanan parsial uap jenuh)} = 26,7 \text{ (26,73) mmHg} \quad (2.6)$$

dan

$$x_s \text{ (perbandingan kelembaban jenuh)} = 0,0227 \text{ (0,02267) kg/kg'} \quad (2.7)$$

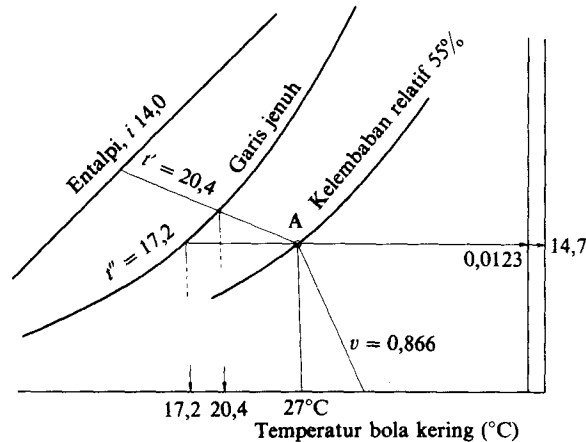
Harga-harga tersebut dalam () diperoleh dari perhitungan dengan menggunakan persamaan (2.1a) dan (2.2).

Soal: Tentukan temperatur bola basah, tekanan uap air, perbandingan kelembaban, volume spesifik, titik embun, entalpi dan persentase kelembaban dari udara lembab pada temperatur bola kering 27°C dan kelembaban relatif 55%.

Jawab: Dari Gbr. 2.3b (penggunaan Gbr. 2.3) dapat diperoleh titik A, yaitu titik potong garis temperatur bola kering 27°C dan garis kelembaban relatif 55%. Selanjutnya dapat dicari:

$$\text{Temperatur bola basah, } t' \text{ (garis temperatur bola basah melalui titik A)} \\ 20,4^\circ\text{C} \quad (2.8)$$

$$\text{Tekanan parsial uap air, } f \text{ (garis horisontal melalui titik A, ke kanan).} \\ 14,7 \text{ mmHg} \quad (2.9)$$



Gbr. 2.3 (b) Penggunaan Diagram Psikrometrik.

Perbandingan kelembaban, x (garis horisontal melalui titik A, ke kanan)

$$0,0123 \text{ kg/kg}' \quad (2.10)$$

Volume spesifik, v (garis volume spesifik melalui titik A)

$$0,866 \text{ m}^3/\text{kg}' \quad (2.11)$$

Titik embun, t'' (garis horisontal melalui titik A, ke kiri)

$$17,2^\circ\text{C} \quad (2.12)$$

Entalpi, i (lihat sumbu entalpi)

$$14,0 \text{ kcal/kg}' \quad (2.13)$$

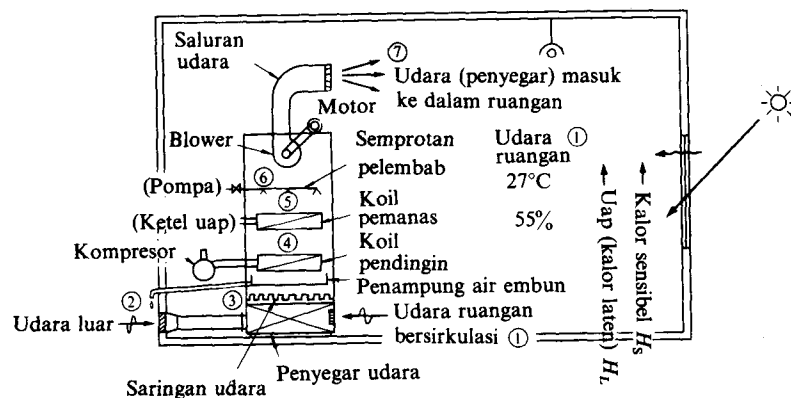
Persentase kelembaban tidak dapat diperoleh dari diagram tersebut, tetapi dihitung dengan menggunakan persamaan (2.5) atau (2.5a),

$$\frac{0,0123}{0,0227} \times 100\% = 54\% \quad (2.14)$$

2.2 Proses Penyegaran Udara

2.2.1 Suatu Contoh Proses Penyegaran Udara

Gbr. 2.4 menunjukkan suatu contoh instalasi pendingin ruangan yang mempergunakan alat penyegar udara (*air conditioner*).



Gbr. 2.4 Prinsip penyegaran udara.

Udara dalam ruangan yang ada pada temperatur dan kelembaban ① diisap masuk ke dalam alat penyebar udara, kemudian bercampur dengan udara luar ②, dan menghasilkan udara pada tingkat keadaan ③. Selanjutnya, udara ③ didinginkan dengan jalan mengalirkannya melalui koil pendingin, setelah terlebih dahulu dibersihkan melalui saringan udara. Apabila permukaan koil pendingin bertemperatur lebih rendah daripada titik embun dari udara ③, maka uap air dalam udara akan mengembun pada permukaan koil pendingin. Air embun (kondensat) yang terjadi itu akan menetes dan dialirkan keluar, sehingga perbandingan kelembaban udara ④ akan berkurang. Apabila temperatur udara ④ terlampau rendah, maka udara tersebut dapat dipanaskan dengan mengalirkannya melalui koil pemanas, sedemikian rupa sehingga diperoleh temperatur udara ⑤ sesuai dengan yang diminta. Temperatur udara ④ yang terlampau rendah itu dapat terjadi jika temperatur koil pendingin dibuat lebih rendah, untuk mengurangi kadar uap air dalam udara. Proses pemanasan udara dari tingkat keadaan ④ ke tingkat keadaan ⑤ dinamai "pemanasan ulang" (*reheating*).

Untuk pemanasan ruangan, yang diperlukan untuk proses dalam industri atau jika udara luar terlampau dingin, koil pendingin dapat pula dibuat tidak bekerja atau tidak dipergunakan. Dalam hal tersebut terakhir hanya koil pemanas saja yang bekerja.

Dalam operasi pemanasan, apabila udara panas menjadi terlampau kering, maka perbandingan kelembaban udara dapat dinaikkan dengan jalan menyemprotkan air pelembab (*humidifying spray*).

Udara ⑥, setelah melalui blower dan saluran udara akan berangsur-angsur menjadi lebih panas ⑦ dan akhirnya masuk (*blow-off*) ke dalam ruangan.

Supaya dapat berfungsi mendinginkan, udara ⑦ haruslah masuk pada temperatur dan perbandingan kelembaban lebih rendah daripada udara di dalam ruangan ①. Apabila udara ⑦ bercampur dengan udara ①, sehingga temperatur dan perbandingan kelembabannya naik menjadi sama dengan udara (①), maka udara (⑦) menyerap kalor sensibel dan uap air (kalor laten) yang terjadi di dalam ruangan. Dalam hal tersebut, kalor sensibel dan kalor laten yang terjadi di dalam ruangan merupakan beban kalor (*heat load*) dari ruangan yang bersangkutan.

2.2.2 Perhitungan Penyebaran Udara dengan Diagram Psikrometrik

Proses penyebaran udara seperti tersebut pada Gbr. 2.4 akan dituangkan dalam grafik psikrometrik.

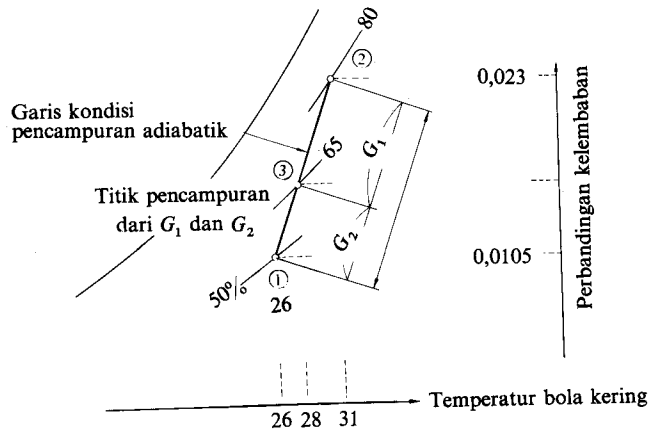
(1) Pencampuran adiabatik dari dua arus udara lembab

Gbr. 2.5(a) menunjukkan kondisi udara ③ yang diperoleh dari mencampur udara ① sebanyak G_1 kg dan udara ② sebanyak G_2 kg. Dari pencampuran tersebut akan diperoleh udara dengan tingkat keadaan pada sebuah titik yang terletak pada garis lurus yang menghubungkan tingkat keadaan ① dan ②. Garis tersebut dinamai "garis kondisi" (*condition line*). Titik ③ membagi garis penyebaran menjadi dua bagian dengan perbandingan $G_1 : G_2$.

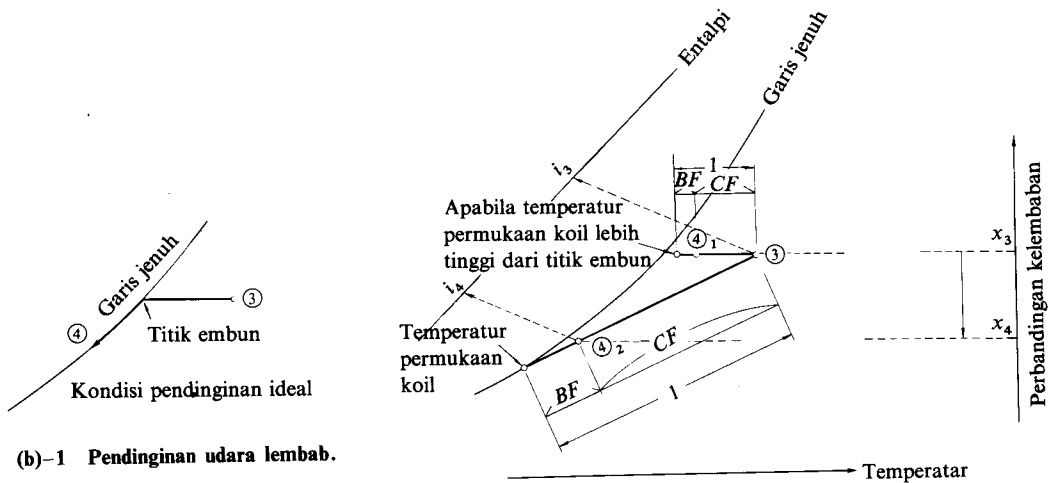
Apabila pencampuran tersebut tidak dipengaruhi oleh keadaan lingkungannya, maka proses tersebut dinamai "pencampuran adiabatik."

(2) Pendinginan udara lembab

Gbr. 2.5(b) menunjukkan proses pendinginan udara ③ menjadi udara ④. Secara ideal, apabila udara lembab didinginkan perlahan-lahan, maka garis kondisi akan mencapai garis jenuh tepat pada titik embun (Lihat Gbr. 2.5(b)-1), setelah itu menelusuri



(a) Pencampuran adiabatik dari dua arus udara lembab



(b)-2 Pendinginan udara lembab.

Gbr. 2.5 Proses penyejukan udara dan variasinya pada diagram udara.

garis jenuh sampai mencapai titik ④. Namun, dalam kenyataannya pendinginan semacam itu tidak pernah terjadi. Hal itu disebabkan karena hanya sebagian udara saja yang menyentuh permukaan koil pendingin dan didinginkan sampai mencapai temperatur hampir sama dengan temperatur permukaannya. Sedangkan bagian udara sisanya melewati ruangan di antara pipa koil pendingin. Oleh karena itu, keadaan udara tersebut pada garis kondisi pada Gbr. 2.5(b)-2, melukiskan pencampuran adiabatik antara udara yang tidak menyentuh dan udara yang menyentuh koil pendingin. Perbandingan antara udara yang menyentuh koil pendingin dan jumlah udara total disebut "faktor sentuh" (*contact factor*, CF). Sedangkan perbandingan antara udara yang tidak menyentuh koil pendingin dan jumlah udara total disebut "faktor simpang" (*by-pass factor*, BF), sehingga $(CF + BF) = 1$. Hal tersebut dapat diperjelas dengan contoh tersebut pada Tabel 2.2.

Namun, udara ④ mengalir pada garis kondisi yang lurus seperti diperlihatkan oleh ④₂ tersebut pada Gbr. 2.5(b)-2, hanya apabila jumlah baris koil pendinginnya sedikit (Lihat Tabel 2.2 untuk menetapkan jumlah baris koil pendingin) dan apabila temperatur

Tabel 2.2 Faktor simpang koil pendingin atau pencuci udara*.

Koil pendingin	Baris	Kecepatan aliran udara (m/s)			
		1,5	2,0	2,5	3,0
Elofin Type 80	2	0,38	0,40	0,42	0,43
	4	0,14	0,16	0,18	0,20
	6	0,05	0,06	0,07	0,08
	8	0,02	0,02	0,03	0,04
Sirip pelat	2	0,30	0,31	0,33	0,34
	4	0,09	0,10	0,11	0,11
	6	0,03	0,03	0,03	0,04
	8	0,01	0,01	0,01	0,01
Pencuci udara	2 sisi berhadapan	0,01	0,016	0,024	0,04

Diameter koil 16 mm; lihat pasal 5.7, penjelasan mengenai sirip.

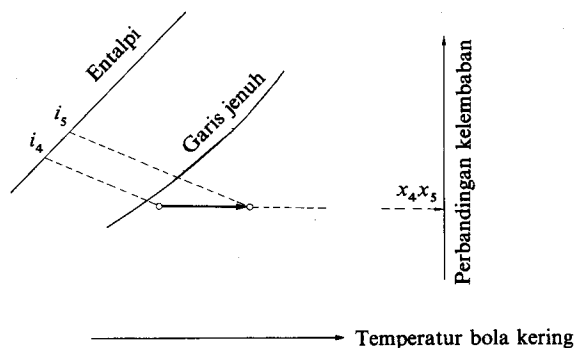
*Japan Air Conditioning Sanitary Industrial Association

permukaan dari koil pendingin adalah uniform. Dalam pendinginan dengan koil yang sebenarnya, udara ④₂ pada umumnya mengalir sepanjang garis lengkung, misalnya berbentuk Γ . Oleh karena itu, sebenarnya tak dapat diperoleh harga yang tepat, kecuali berdasarkan hasil eksperimen.

Apabila udara ④₂ dihasilkan dari kondisi ③, perbandingan kelembabannya berubah dari x_3 (kg/kg') menjadi x_4 (kg/kg'). Jadi, jumlah air yang dikeluarkan dari udara adalah $(x_3 - x_4)$ kg per kg udara kering.

(3) Memanaskan udara lembab

Gbr. 2.5(c) menunjukkan tingkat keadaan di mana udara ④ dipanaskan menjadi udara ⑤. Selama pemanasan tersebut berlangsung tidak terjadi perubahan pada perbandingan kelembabannya. Oleh karena itu, kondisi ④ bergerak horisontal ke kanan. Dalam hal tersebut koil pemanas memberikan kalor sebanyak $(i_5 - i_4)$ kcal per kg' udara kering.



(c) Pemanasan udara lembab.

Gbr. 2.5 Proses penyegaran udara dan variasinya pada diagram udara.

(4) *Memercikkan air ke dalam udara lembab (pelembaban adiabatik, pelembaban dengan pemanasan dan pelembaban dengan pendinginan)*

Pada Gbr. 2.5(d), garis yang di tengah menunjukkan garis penyejukan apabila udara 5 dilembabkan tanpa pemanasan. Dalam hal tersebut, udara didinginkan pada temperatur bola basah yang konstan; jadi, titik ⑤ akan bergerak sepanjang garis temperatur bola basah yang bersangkutan. Proses ini dinamai pelembaban adiabatik, di mana entalpi udara lembab naik sesuai dengan jumlah penambahan air. Namun, kenaikan entalpinya tidak banyak, sehingga boleh diabaikan. Oleh karena itu, apabila udara dilembabkan sebanyak $\Delta x(\text{kg/kg}')$ dalam proses pelembaban adiabatik, penurunan temperatur $\Delta t^\circ\text{C}$ yang terjadi dapat dinyatakan dalam persamaan berikut ini,

$$0,240\Delta t \approx 597,3\Delta x$$

atau

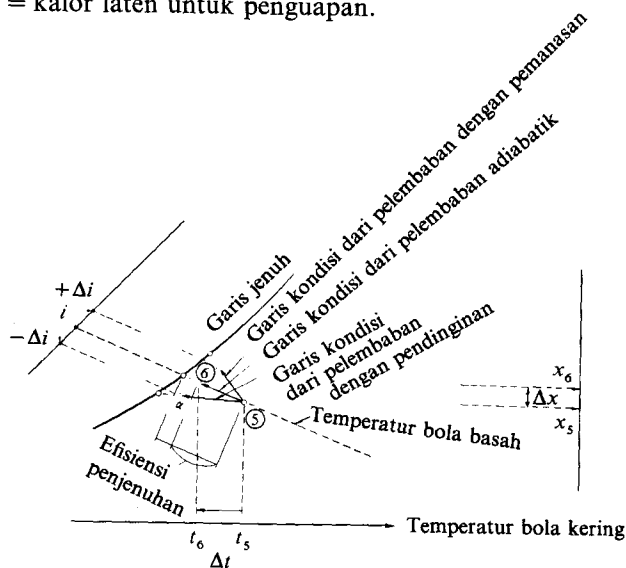
$$\Delta t = 2489\Delta x$$

(2.15)

di mana,

0,240 = kalor spesifik dari udara

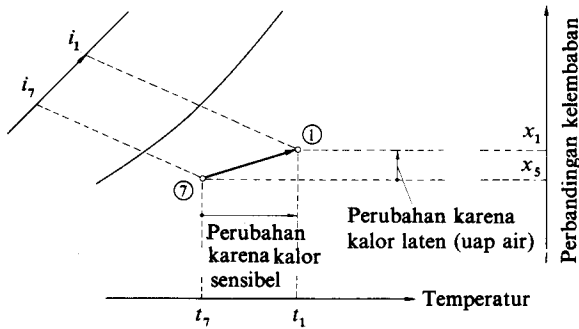
597,3 = kalor laten untuk penguapan.



(d) Pelembaban udara lembab dengan pendinginan

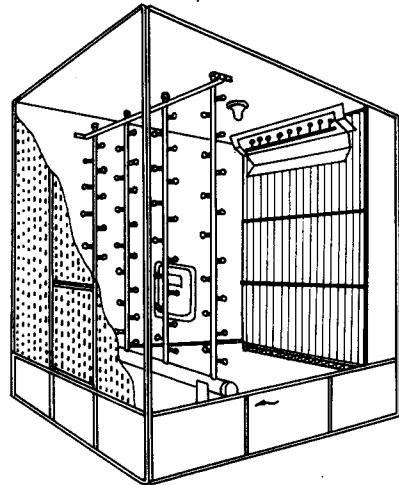
Gbr. 2.5 Proses penyejukan udara dan variasinya pada diagram udara.

Fenomena ini, di mana tetesan air menguap dan oleh karenanya temperatur udara turun dalam proses adiabatik, dapat diterapkan pada proses yang terjadi dalam menara pendingin (*cooling tower*) yang akan diterangkan lebih lanjut. Peristiwa tersebut kita alami pada waktu hujan gerimis, di mana udara terasa menjadi dingin. Selain itu, untuk menaikkan kelembaban udara ke tingkat keadaan yang jauh lebih lembab, air terpaksa harus dipanaskan terlebih dahulu sebelum disemprotkan ke dalam udara. Dalam hal tersebut terakhir, garis kondisi bergerak sepanjang garis pelembaban dengan pemanasan, seperti terlihat pada Gbr. 2.5(d). Sebaliknya, apabila disemprotkan air, yang terlebih dahulu didinginkan dalam refrigerator (untuk mendinginkan udara), maka garis kondisi akan berada pada garis pelembaban dengan pendinginan. Penyejukan udara dengan pencuci udara seperti telah disebutkan dalam pasal 1.1.1. merupakan proses berdasarkan prinsip tersebut di atas. Dalam hal ini, apabila temperatur air berada di bawah titik



(e) Perubahan tingkat keadaan apabila kalor sensibel dan kalor laten udara lembab ditambahkan ke dalam udara 7.

Gbr. 2.5 Proses penyebaran udara dan variasinya pada diagram udara.



Gbr. 2.6 Pencuci udara.

embunnya, maka dapat dilaksanakan pelembaban dengan pendinginan. $+\Delta i$ atau $-\Delta i$ tersebut pada Gbr. 2.5(d) menunjukkan jumlah kalor yang diperlukan berturut-turut untuk pemanasan atau pendinginan.

Di samping itu, faktor sentuh dari koil tersebut pada Gbr. 2.5(b) mencerminkan juga efisiensi penjujukan dari pencuci udara (Lihat Tabel 2.2).

Oleh karena pencuci udara mempunyai konstruksi seperti terlihat pada Gbr. 2.6, maka kerugian kalor dari tangki air adalah cukup besar dan perawatannya sulit. Pada waktu ini pencuci udara hanya digunakan pada sistem yang memerlukan pengontrolan kelembaban yang ketat, misalnya pada laboratorium dan industri tertentu, dsb. nya.

(5) Perubahan yang terjadi sebagai akibat penambahan kalor sensibel dan kalor laten pada udara lembab

Gbr. 2.5(e) menunjukkan keadaan di mana kalor sensibel dan kalor laten (uap air) yang terjadi di dalam ruangan diserap oleh udara ⑦, sehingga udara dari tingkat keadaan ⑦ menjadi udara pada tingkat keadaan ①.

Berikut ini akan dijelaskan tentang besarnya kalor sensibel (H_s) dan kalor laten (H_L) yang terjadi di dalam ruangan. Apabila besarnya aliran udara adalah G kg/jam, maka jumlah kalor sensibel (H_s) yang diserap oleh udara dari tingkat keadaan ⑦ sampai tingkat keadaan ① (sesuai dengan persamaan (2.4)) adalah

$$H_s = G \left\{ (t_1 - t_7) \times \left(0,240 + 0,441 \frac{x_1 + x_7}{2} \right) \right\} \text{ (kcal/jam)} \quad (2.16)$$

$$\approx G(t_1 - t_7)0,240 \text{ kcal/jam} \quad (2.16a)$$

di mana,

$$G = \text{jumlah aliran udara masuk per jam (kg/jam)} \quad (2.16b)$$

Selama proses ⑦ sampai ①, jumlah uap air bertambah sebanyak

$$W = G (x_1 - x_7) \text{ (kg/jam)} \quad (2.17)$$

Dari persamaan (2.4) dapat diketahui kalor laten penguapan air sebesar 597,3 kcal/kg, sehingga kalor laten yang diserap H_L adalah

$$H_L = 597,3 \times W = 597,3 G(x_1 - x_7) \text{ (kcal/jam)} \quad (2.18)$$

Maka perubahan entalpi yang terjadi adalah

$$\Delta i = G(i_1 - i_7) \text{ (kcal/jam)} \quad (2.19)$$

atau

$$\Delta i \approx G\{(t_1 - t_7)0,240 + (x_1 - x_7)597,3\} \quad (2.19a)$$

Contoh: Udara mengalir melalui koil pendingin dari sebuah alat penyejaran udara.

Dari hasil pengukuran diketahui bahwa pada seksi masuk koil pendingin:

Temperatur bola kering 30°C

Temperatur bola basah 24°C

Pada seksi keluar koil pendingin:

Temperatur bola kering 20°C

Temperatur bola basah $18,5^\circ\text{C}$

Jika jumlah aliran udara adalah $800 \text{ m}^3/\text{jam}$, hitunglah jumlah kalor yang diserap koil pendingin.

Jawab: Untuk menjawab pertanyaan tersebut di atas dapat digunakan persamaan (2.1a), (2.2), (2.3) dan (2.4) atau dengan menggunakan grafik psikrometrik tersebut pada Gbr. 2.7. Maka diperoleh,

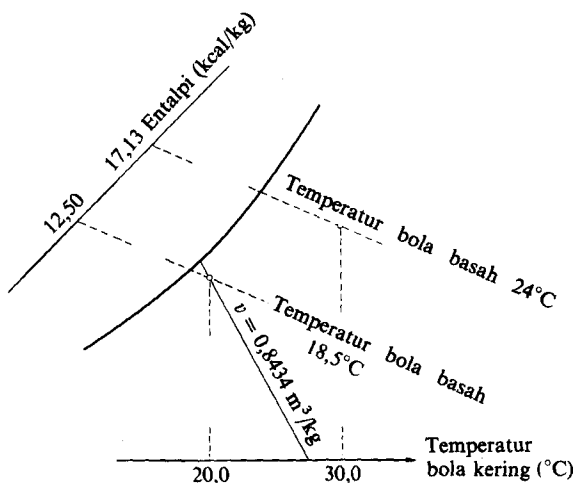
Entalpi udara masuk $17,13 \text{ kcal/kg'}$

Entalpi udara keluar $12,50 \text{ kcal/kg'}$

Volume spesifik udara keluar $0,8434 \text{ m}^3/\text{kg}$

Dengan menggunakan persamaan (2.19) dapat diperoleh jumlah kalor yang diserap koil pendingin sebanyak

$$\frac{800}{0,8434} (17,13 - 12,50) \approx 4400 \text{ kcal/jam} \quad (2.20)$$



Gbr. 2.7 Contoh perhitungan dengan menggunakan diagram psikrometrik.

2.3 Beban Kalor dan Sistem Penyejaran Udara

2.3.1 Beban Kalor

Beban kalor terdiri dari beban kalor ruangan dan beban kalor alat penyejaran udara yang ada di dalam ruangan.

(1) Beban Kalor Ruang

Dalam hal ini H_s dan H_L seperti tersebut pada Gbr. 2.4 merupakan beban kalor yang harus diatasi oleh udara yang keluar dari alat penyebar, supaya kondisi udara di dalam ruangan dapat dipertahankan pada kondisi (temperatur dan kelembaban) yang diinginkan. Komponen beban kalor ruangan terdiri dari

- (i) Kalor yang masuk dari luar ruangan ke dalam ruangan (Beban kalor perimeter; "perimeter heat load")
- (ii) Kalor yang bersumber di dalam ruangan itu sendiri (Beban kalor interior "interior heat load").

Perincian dari beban kalor ruangan akan diberikan dalam Bab. 3.

(2) Beban kalor alat penyebar udara

Untuk menghasilkan udara penyebar, yang masuk ke dalam ruangan dari alat penyebar udara, pada temperatur dan kelembaban tertentu, maka jumlah kalor yang harus dilayani oleh alat penyebar udara tersebut (Lihat Gbr. 2.4) adalah sebagai berikut.

- (i) Beban kalor ruangan
- (ii) Beban kalor dari udara luar yang masuk ke dalam alat penyebar
- (iii) Beban blower dan motor
- (iv) Kebocoran dari saluran, dsb. nya.

Beban kalor ruangan dan beban alat penyebar udara pada dasarnya dapat dikelompokkan menjadi kalor sensibel dan kalor laten. Kalor laten adalah kalor penguapan air, yaitu

$$(\text{jumlah air yang menguap, kg/jam}) \times 597,3 \text{ (kcal/kg)}$$

2.3.2 Beban Kalor Ruang dan Udara Penyebar

Dalam hal ini akan ditentukan beban kalor sensibel H_s , kemudian beban kalor laten H_L (atau jumlah uap air W).

Apabila temperatur udara di dalam ruangan yang diinginkan adalah t_r °C dan temperatur udara penyebar masuk adalah t_a °C, maka jumlah udara penyebar yang diperlukan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.16a).

$$G = \frac{H_s}{(t_r - t_a) \times 0,240} \text{ (kg/jam)} \quad (2.21)$$

di mana,

$$\begin{aligned} H_s &= \text{beban kalor sensibel (kcal/jam)} \\ t_a &= \text{temperatur udara penyebar (°C)} \\ t_r &= \text{temperatur udara di dalam ruangan (°C)} \\ G &= \text{jumlah aliran udara penyebar (kg/jam)} \\ &= \frac{\text{Aliran udara penyebar (m}^3\text{/jam)}}{\text{Volume spesifik udara (m}^3\text{/kg)}} \end{aligned}$$

Maka perbandingan pencampuran lembab (*moisture mixing ratio*) X_a (kg/kg') dari udara penyebar dapat diperoleh dari modifikasi persamaan (2.17),

$$X_a = X_r - \frac{W}{G} \text{ (kg/kg')} \quad (2.22)$$

atau

$$x_a = X_r - \frac{H_L}{597,3 G} \text{ (kg/kg')} \quad (2.22a)$$

di mana,

W = uap air yang terjadi (kg/jam)

H_L = beban kalor laten (kcal/jam) = $597,3 \times W$

X_r = perbandingan kelembaban udara ruangan (kg/kg')

G = jumlah aliran udara penyejag (kg/jam); dihitung dengan persamaan (2.21)

2.3.3 Titik Embun Alat Penyejag Udara

Titik embun dari alat penyejag udara kadang-kadang hampir sama dengan titik embun yang bersangkutan dengan perbandingan kelembaban dari udara penyejag, yang diperoleh dari persamaan (2.22). Akan tetapi, pada kenyataannya titik embun dari alat penyejag adalah 1 atau 2°C lebih rendah dari hasil perhitungan tersebut di atas. Hal tersebut disebabkan karena temperatur permukaan koil pendingin di dalam alat penyejag harus diperhitungkan terhadap adanya faktor simpang (*by pass factor*), seperti terlihat pada Gbr. 2.5(b).

Contoh: Udara di dalam ruangan diinginkan berada pada temperatur 27°C dengan kelembaban relatif 55% (perbandingan kelembaban 0,0123 kg/kg'). Apabila beban kalor ruangan diketahui, yaitu beban kalor sensibel 10.000 kcal/jam dan beban kalor laten 6000 kcal/jam. Tentukan jumlah aliran udara penyejag, perbandingan kelembaban dan titik embun dari alat penyejag, jika udara penyejag bertemperatur 15°C.

Jawab: Dengan menggunakan persamaan (2.21) dan (2.22a) maka dapat dihitung: Jumlah udara penyejag,

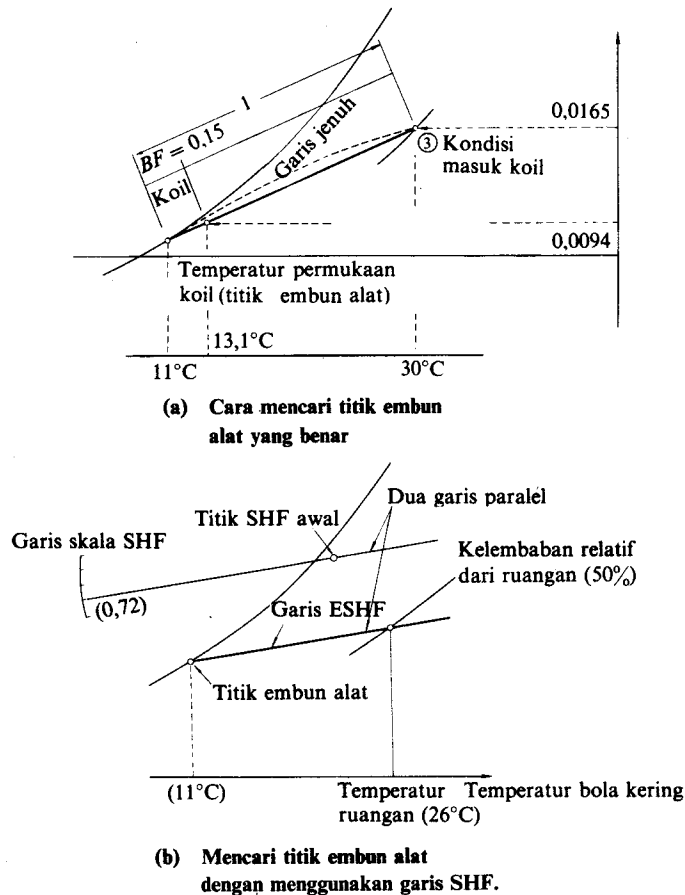
$$G = \frac{H_s}{(t_r - t_a) (0,240)} = \frac{10.000}{(27 - 15) (0,240)} = 3472 \text{ kg/jam} \quad (2.23)$$

Perbandingan kelembaban,

$$X_a = X_r - \frac{H_L}{597,3 G} = 0,0123 - \frac{6.000}{597,3 \times 3472} = 0,0094 \text{ kg/kg'} \quad (2.24)$$

Selanjutnya, dengan menggunakan Gbr. 2.1 dapat diketahui bahwa titik embun udara penyejag, pada 0,0094 kg/kg', adalah 13,1°C. Namun, seperti telah diterangkan di muka temperatur yang sebenarnya adalah 1 atau 2°C lebih rendah daripada 13,1°C. Maka jika faktor simpang dari koil pendingin adalah 0,15 dan kondisi udara masuk koil pendingin (seksi ③ pada Gbr. 2.5) adalah 30°C dan 0,016 kg/kg', lukislah Gbr. 2.8(a) sesuai dengan prosedur tersebut pada Gbr. 2.5(b). Maka dari hal tersebut dapat diketahui bahwa temperatur rata-rata dari permukaan koil adalah 11°C.

Bagaimana mendapatkan harga Gbr. 2.8(a) dari alat penyejag? Cara yang digunakan dalam hal tersebut di atas adalah benar. Namun, dalam kenyataannya, koil pendingin tidak hanya dipergunakan untuk mengeringkan udara sesuai dengan beban kalor laten, tetapi juga untuk mendinginkan udara sesuai dengan beban kalor sensibelnnya. Oleh karena itu koil pendingin seharusnya dirancang supaya dapat bekerja pada temperatur tertentu, sesuai dengan beban kalor sensibel dan beban kalor laten, jika hal tersebut mungkin dilaksanakan.



Gbr. 2.8 Dua cara mencari titik embun instalasi

Udara yang disimpangkan, sehingga tidak menyentuh koil pendingin, dapat dianggap sebagai tarikan (*draft*) di dalam ruangan. Sedangkan daya penggerak kipas udara atau blower dapat dianggap sebagai beban kalor ruangan. Hal tersebut terakhir disebabkan karena motor penggerak blower dikenai udara yang mengalir dari koil pendingin. Maka kedua beban tersebut dinamai "beban kalor ruangan efektif" (*Effective Room Heat Load, ERH*). Sehubungan dengan adanya ERH perlu didefinisikan pula "faktor kalor sensibel" (*Sensibel Heat Factor, SHF*) sebagai,

(Jumlah kalor sensibel dalam beban kalor ruangan efektif, seperti ditunjukkan dalam denominator)

$$SHF = \frac{\text{(Jumlah total beban kalor ruangan efektif)}}{\text{(Beban kalor simpang + dari udara luar masuk)} + \text{(Beban kalor + motor penggerak kipas udara)}} \quad (2.25)$$

Suatu rancangan yang ideal akan terjadi apabila titik embun dari alat penyejuk (= temperatur koil pendingin) dapat dipilih pada sebuah garis sejajar dengan garis SHF dari udara ruangan yang disegarkan (misalnya 26°C, 50%), yaitu pada titik potongnya dengan garis jenuh seperti terlihat pada Gbr. 2.8(b).

Contoh: Beban kalor ruangan efektif telah dihitung untuk memperoleh tingkat keadaan udara ruangan 26°C, 50%. Dalam hal tersebut diperoleh beberapa harga sebagai berikut :

	Kalor sensibel	Kalor laten	Jumlah kalor
Beban kalor ruangan	3668	1649	
Beban kalor simpangan dari udara atmosfir masuk*	1609	437	
Beban kalor motor penggerak kipas udara	87	0	
Beban kalor ruangan efektif	5364	2086	7450

*Beban kalor dari udara atmosfir $\times$ faktor simpang = Beban kalor simpangan dari udara atmosfir masuk.

Tentukan titik embun alat penyejag yang paling sesuai (temperatur koil), dengan menggunakan hasil perhitungan tersebut di atas.

Jawab: Dengan mempergunakan persamaan (2.25) dapatlah dihitung.

$$SHF = \frac{5364}{7450} = 0,72 \quad (2.26)$$

Selanjutnya, tariklah sebuah garis sejajar dengan garis SHF = 0,72, melalui titik 26°C, 50% seperti terlihat pada Gbr. 2.8(b). Garis tersebut memotong garis jenuh pada sebuah titik yang akan menyatakan temperatur 11°C.

Catatan: Cara yang dipergunakan untuk menetapkan titik embun alat penyejag tersebut di atas, tidak lagi sesuai untuk diterapkan pada ruangan dengan beban kalor laten yang terlampau besar.

2.3.4 Pengaturan Temperatur dan Titik Embun Alat Penyejag Udara

Uraian tersebut dalam 2.3.2 dan 2.3.3 menunjukkan beberapa cara mengatur dengan ketat kelembaban udara ruangan. Akan tetapi, pada kebanyakan gedung pengaturan yang ketat itu tidak diperlukan, jika dibandingkan dengan pengaturan temperaturnya (Lihat Gbr. 1.3 untuk penyejagan udara bagi kenyamanan, dan Tabel 1.1 untuk penyejagan udara industri). Dalam hal tersebut, sudah cukup bila temperatur ruangan dapat dipertahankan konstan, yaitu pada temperatur perancangannya. Jadi, penetapan kelembaban dengan menggunakan formula (1.1) atau (1.2) hanyalah untuk memberikan keadaan yang standar saja. Sedangkan penetapan titik embun alat penyejag tidak diperlukan. Di samping itu, koil pemanasan seperti terlihat pada Gbr. 2.4 juga tidak diperlukan.

Contoh: Dari perhitungan beban kalor dari peralatan dapat diketahui kalor sensibel 12000 kcal/jam, dan kalor laten sebesar 8000 kcal/jam. Berapa besarnya kapasitas pendinginan dari alat penyejag yang diperlukan untuk hal itu? Dalam hal tersebut sebagai standar dipakai keadaan udara ruangan 26°C dan 50% kelembaban relatif; tidak

diperlukan pengaturan kelembaban yang ketat; udara luar ruangan bertemperatur 31°C , 80%.

Jawab: Kapasitas pendinginan mesin penyejara (*output*) yang diperlukan adalah 20000 kcal/jam; dalam hal ini tak perlu dinaikkan menjadi kalor sensibel dan kalor laten. Namun, dari Gbr. 2.5(a) dapat diketahui bahwa udara ③ dapat masuk ke dalam koil pendingin pada tingkat keadaan yang berbeda-beda, sesuai dengan jumlah udara atmosfer ② yang masuk ke dalam mesin penyejara. Makin banyak jumlah udara ② yang masuk, udara ③ masuk ke dalam koil pendingin pada tingkat keadaan hampir sama dengan udara ②. Sedangkan apabila jumlah udara ② yang masuk relatif kecil, maka udara ③ ada tingkat keadaan hampir sama dengan udara ruangan ①. Dengan demikian, haruslah dicari keadaan di mana hasil pengujian mesin penyejara akan mendekati tingkat keadaan yang diinginkan (temperatur dan kelembaban udara). Jika mungkin, hendaknya diusahakan agar dapat dipergunakan hasil pengujian standar (*rated conditions*) yang sesuai dengan 28°C , 75% (yaitu temperatur bola kering 28°C , temperatur bola basah $24,5^{\circ}\text{C}$, lihat Tabel 10.2).

2.3.5 Gambaran tentang Jenis Mesin Penyejara Udara yang Diperdagangkan atau Tersedia di Pasaran

Proses penyejaran udara secara teori telah diterangkan sesuai dengan Gbr. 2.4. Mesin berukuran kecil, seperti yang biasa dipergunakan di rumah atau untuk ruangan kecil, biasanya dinamai penyejara udara (*air conditioner*). Sedangkan mesin penyejara udara yang berukuran sedang atau yang lebih besar, biasanya dibuat dalam beberapa unit.

(1) *Penyejara udara (air conditioner)*

Dalam hal ini, semua proses dan peralatan penyejara udara terletak di dalam satu atau dua kotak. Biasanya dipakai jenis kompresor torak dengan mesin penggerakannya, tetapi dapat pula digunakan jenis absorpsi. Keterangan detail tentang mesin refrigerasi, diberikan dalam Bab 5. Semua mesin refrigerasi, baik jenis kompresi maupun jenis absorpsi, haruslah didinginkan. Dalam hal tersebut terakhir, dapat digunakan jenis pendinginan udara atau jenis pendinginan air.

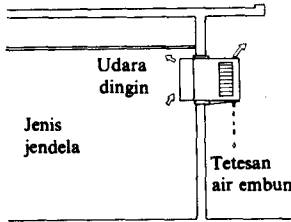
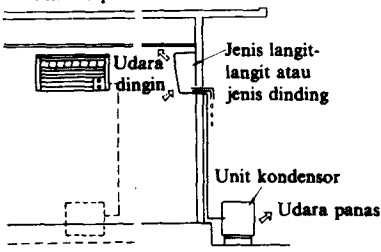
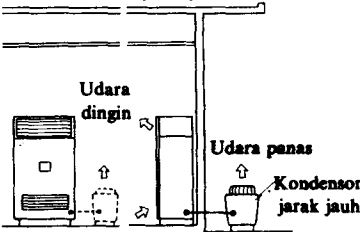
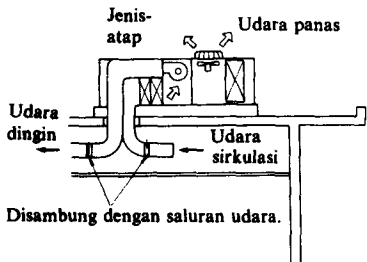
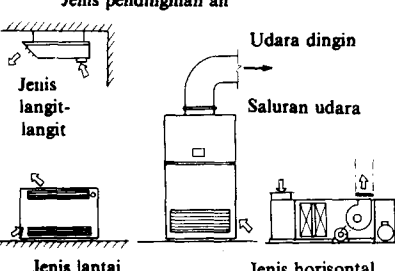
Jenis pendinginan air pada umumnya dipakai untuk mesin dengan kompresor berukuran besar. Dalam hal ini harus disediakan air untuk pendinginan sesuai dengan yang diperlukan. Air tersebut dapat diperoleh dari sumber air tanah atau sungai. Dalam sistem pendinginan tersebut kadang-kadang juga digunakan menara pendingin (*cooling tower*).

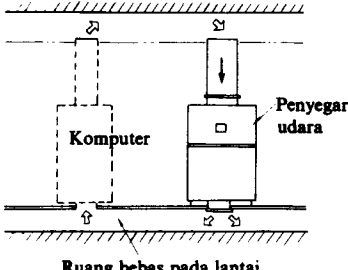
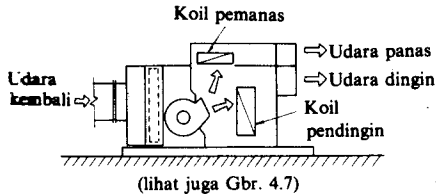
Mesin penyejara berukuran kecil biasanya dinamai penyejara udara ruang (*room air conditioner*). Sedangkan yang berukuran sedang atau lebih besar, yang dilengkapi dengan saluran udara untuk mengalirkan dan mendistribusikan udara dingin ke tempat yang agak jauh, dinamai penyejara udara paket (*package air conditioner*).

Beberapa jenis penyejara udara ruang diberikan dalam Tabel 2.3, tetapi beberapa pabrik biasanya memberikan nama yang dianggapnya paling sesuai. Oleh karena itu sebaiknya dipelajari katalognya.

Hampir semua penyejara udara ruang dibuat dengan tutup yang indah sehingga dapat dipasang di mana saja, tetapi ada juga yang tidak sehingga harus dibuatkan tutup supaya sesuai dengan keindahan ruangan.

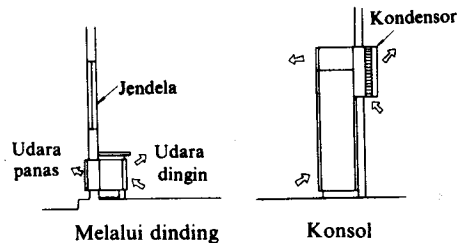
Tabel 2.3 Beberapa jenis penyejuk udara yang dijalankan oleh motor listrik.

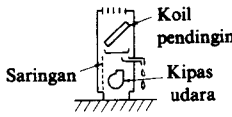
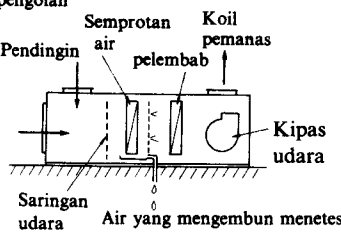
Jenis	Perincian
 (Lihat Gbr. 5.2)	Jenis ini dipasang pada jendela. Berukuran kecil 0,4 kW–2,2 kW. Jenis pendingin udara. Dipergunakan untuk kamar pribadi. Termasuk jenis tembus dinding dan jenis konsol 1), 2).
	Unit kondensor (kombinasi kompresor dan kondensor) terpisah dari jenis jendela serta dipasang di luar ruangan. 0,4 kW < Kekhususan Tak perlu membuat lubang besar pada jendela atau dinding. Kira-kira cukup berdiameter 10 cm. Kompresor yang menyebabkan bising dapat diletakkan di luar.
	Hanya kondensor saja yang diletakkan di luar. Unit-dalam ruang, -lantai, -langit-langit, -dinding atau yang lain. 1,5 kW–15 kW
	Dipasang di atas atap. 2,2 kW–15 kW Udara dingin dan udara sirkulasi dialirkan melalui saluran udara. Jenis pendinginan udara lebih popular, tetapi jenis pendinginan air juga ada.
	Kondensor didinginkan dengan air. Banyak dipakai untuk instalasi berkapasitas besar. Berukuran kecil (0,6–2,2 kW). Jenis lantai 0,75 kW–120 kW. Jenis horisontal 7,5 kW–120 kW. Udara dingin langsung dihembuskan ke dalam ruangan atau dapat pula melalui sistem saluran udara.

Jenis	Perincian
Untuk ruang komputer dipergunakan saluran udara kembali atau ruangan di dalam langit-langit.  Ruang bebas pada lantai	Ruang komputer dibuat dengan lantai berongga (lantai dua lapis, dengan ruangan bebas di antaranya). Blower yang dipakai mengalirkan udara ke bawah. Jenis pendinginan air lebih banyak dipakai 2,2 kW–11 kW
Jenis zone berganda  (lihat juga Gbr. 4.7)	Koil pemanas ulang dan ruang pencampur dipasang dekat pada seksi udara segar masuk ke dalam ruangan. Jenis pendinginan air lebih rendah dari 15 kW, banyak terdapat di pasar.

Catatan:

- 1) Gambar kanan menunjukkan jenis masuk dinding. Pada umumnya jenis horisontal.
- 2) Jenis konsol: kondensor dipasang di bagian atas.
- 3) Jenis langit-langit: tergantung pada langit-langit. Jenis tergantung pada dinding: jenis dinding tetap.

**Tabel 2.4 Beberapa jenis unit koil kipas udara dan unit pengolah udara.**

Nama	Details
Unit koil kipas udara 	Sebuah kombinasi jenis koil dan kipas udara. Kapasitas 2000 sampai 4000 kcal/h. (10000 kcal/h tersedia) Air pendingin koil, 4–15°C Jenis lantai dan jenis langit-langit. Ruang pribadi. Zone perimeter dari gedung. (lihat Bab 3, 3.1 dan Gbr. 4.2)
Unit pengolah udara 	Jenis lebih besar dari pada unit kipas udara. Udara didistribusikan melalui saluran. Jumlah udara yang terpakai. 20 m³/min.–20.000 m³/min. (2000–2000000 kcal/h) Termasuk semprotan pelembab dan koil pemanas ulang di dalam unit.

(2) Unit koil kipas udara dan unit pengolah udara (*Fan coil unit dan air handling unit*)

Dalam kedua jenis ini koil pendingin dan kipas udara digabungkan menjadi satu. Unit yang berukuran kecil dinamai unit koil kipas udara, sedangkan unit yang lebih besar dinamai unit pengolah udara. (Lihat Tabel 2.4.)

Unit pengolah udara biasanya dilengkapi dengan koil pemanas (*reheat coil*) dan pelembab (*humidifier*), sedangkan pada unit koil-kipas udara tidak terdapat perlengkapan tersebut karena ruangan yang tersedia tidak mencukupi. Sebagai fluida kerja dari koil pendingin dapat digunakan air dingin atau refrigeran. Air dingin yang diperlukan itu dibuat dalam unit pendingin (*chilling unit*). Sedangkan bagi unit yang menggunakan refrigeran sebagai fluida pendingin diperlukan unit pengembun (*condensing unit*). Keterangan lebih lanjut tentang unit pendingin air dan unit pengembun tersebut akan diberikan kemudian.

Sebagai koil pemanas dapat digunakan pemanas listrik, untuk unit yang kecil; tetapi untuk unit yang lebih besar, koil pemanas merupakan sistem pipa di mana mengalir air panas atau uap. Maka bagi koil pemanas tersebut terakhir diperlukan pemanas air atau ketel uap.

(3) Unit induksi (*Induction unit*)

Dalam hal ini tidak digunakan kipas udara seperti yang terdapat pada unit koil kipas udara, melainkan beberapa baris nosel yang menyemburkan udara dingin. Jadi, udara dingin dihasilkan dalam unit tersendiri, kemudian dialirkan melalui nosel tersebut.

(4) Unit pendingin air (*Chilling unit*)

Unit pendingin air diperlukan untuk membuat air dingin. Air dingin tersebut bukan saja dipergunakan sebagai fluida pendingin tetapi dapat pula dipakai sebagai air minum.

Unit ini terdiri dari kompresor dan koil penguapan (*evaporation coil*). Kompresor tersebut bekerja dengan pendinginan udara (untuk unit kecil) atau pendinginan air (untuk unit yang lebih besar). Unit yang kecil dan sedang pada umumnya menggunakan jenis kompresor torak, sedangkan unit yang besar menggunakan jenis turbo-kompresor.

(5) Unit pengembun (*Condensing unit*)

Unit ini terdiri dari kompresor dan koil pengembun. Untuk keperluan penyejukan udara (pendinginan), refrigeran dialirkan dari unit ini ke unit koil kipas udara atau ke unit pengolah udara. Unit dengan pendinginan udara dipakai pada unit berkapasitas pendinginan 4000–25000 kcal/jam; unit dengan pendinginan air dipakai pada unit berkapasitas pendinginan lebih besar daripada 6000 kcal/jam.

(6) Unit menara pendingin (*Cooling tower*)

Bagi unit-unit dengan pendinginan air, misalnya unit penyejuk udara, unit pendingin air, unit pengembun dan mesin refrigerasi, yang karena sesuatu hal harus menghemat pemakaian air, dapat digunakan menara pendingin. Menara pendingin akan mendinginkan kembali air pendingin yang menjadi panas setelah keluar dari unit-unit tersebut di atas. Dengan demikian, air yang didinginkan oleh menara pendingin dapat dipergunakan kembali. Keterangan selanjutnya tentang menara pendingin diberikan dalam Bab 11, pasal 11.3.

BAB 3. PRINSIP PERHITUNGAN DAN PENAKSIRAN BEBAN KALOR

3.1 Tujuan Perhitungan Beban Kalor

Garis besar tentang beban kalor dari penyegaran udara (pendinginan) sudah diterangkan dalam pasal 2.3. Perhitungan beban kalor sebaiknya dilakukan oleh insinyur perancangannya sendiri, oleh karena dialah yang dianggap mengetahui atau dapat memperkirakan keadaan atau hal lain yang dapat menyebabkan terjadinya penyimpangan dari keadaan sehari-hari.

Cara perhitungan beban kalor tidaklah sulit. Dalam bab ini, akan diberikan beberapa formula yang biasa dipergunakan untuk menghitung beban kalor. Pada dasarnya ada dua cara perhitungan beban kalor, yaitu:

- (i) Perhitungan beban kalor puncak, untuk menetapkan besarnya instalasi.
- (ii) Perhitungan beban kalor sesaat, untuk mengetahui biaya operasi jangka pendek dan jangka panjang, serta untuk mengetahui karakteristik dinamik dari instalasi yang bersangkutan. Untuk hal tersebut di atas diperlukan perhitungan yang panjang dan kompleks.

Dalam perhitungan beban kalor puncak dipakai anggapan bahwa kondisi ekstrim sering terjadi, di mana kalor yang masuk ke dalam ruangan dinamai "heat gain."

Kebanyakan dari perhitungan beban kalor adalah "heat gain," namun seringkali dipakai beban kalor yang dikoreksi terhadap "heat gain." Hal tersebut akan diterangkan sebagai berikut:

(i) Radiasi panas matahari yang masuk ke dalam ruangan melalui jendela akan memanasi lantai dan benda lain di dalam ruangan, kemudian memindahkan panas dari lantai dan benda tersebut kepada udara ruangan. Hal ini berarti bahwa "heat gain" dari radiasi panas matahari lambat laun akan menjadi beban kalor, sehingga beban utamanya akan menjadi lebih kecil daripada yang diperkirakan semula.

(ii) Perhitungan "heat gain" standar adalah perhitungan yang dilaksanakan dengan anggapan bahwa udara ruangan harus dapat dipertahankan konstan pada temperatur dan kelembaban tertentu selama 24 jam. Tetapi kenyataannya, kalor akan tersimpan dalam lantai atau benda ruangan lainnya selama hari libur, apabila dalam waktu tersebut penyegaran udara (pendinginan) dihentikan. Maka dalam hal ini, beban kalor tersebut harus ditambahkan dalam perhitungan beban kalor standar.

Kedua perhitungan (i) dan (ii) itu dinamai "perhitungan beban kalor tersimpan" (*storage heat load calculation*), di mana (i) tidak terlalu penting, oleh karena itu perhatian kita sebaiknya lebih dicurahkan pada perhitungan (ii).

Salah satu contoh lembaran perhitungan beban kalor dapat dilihat pada Tabel 3.1, dengan urutan perhitungan sesuai dengan urutan lembarannya.

Dalam lembaran perhitungan tersebut, perhitungan kalor laten dan kalor sensibel dilakukan secara terpisah, dengan memperhatikan pengaturan kelembabannya. Jika hal terakhir tidak dianggap perlu, maka dapat dipergunakan cara yang lebih sederhana seperti tersebut dalam pasal 3.9.

Tabel 3.1 Lembaran perhitungan beban penyejukan udara (pendinginan) (1 lembar untuk setiap ruangan)**1. Nama**

Nama gedung _____

Lokasi _____

2. Kondisi dasarLuas lantai m² ① _____Volume ruangan m³ ② _____

Nama bulan ③ _____

perancangan _____

Kondisi perancangan _____

	Temperatur bola kering	Perubahan temperatur harian	Temperatur bola basah	Kelembaban relatif	Perbandingan kelembaban rata-rata sepanjang hari
④ Di dalam ruangan	°C	—	—	%	kg/kg'
⑤ Di luar ruangan	°C	°C	—	—	kg/kg'

Temperatur udara luar dan jumlah radiasi matahari sepanjang hari

	Waktu, pukul	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
⑥ Temperatur luar (°C)											
⑦ Radiasi matahari (kcal/m ² h)											

Dalam perhitungan berikut ini hanya dipergunakan harga pada waktu dalam ruangan terjadi beban maximum. Dalam hal tersebut, biasanya dipakai harga pada tersebut di bawah ini.

Bagian Timur -Pukul 9 sampai 11

Bagian Selatan -Pukul 12 sampai 14

Bagian Barat -Pukul 16 sampai 18

Tetapi untuk -2 sampai dengan 3 jam lebih lambat

ruangan dengan

atap

3. Kalor sensibel daerah perimeter (tepi)

- 3.1 Tambahan kalor oleh transmisi radiasi matahari melalui jendela (Luas jendela m²) × (Jumlah radiasi matahari ⑧ kcal/m h) × (Faktor transmisi jendela ⑨) × (Faktor bayangan ⑩) = kcal/h

3.1 sub total

- 3.2 Beban transmisi kalor melalui jendela (Luas jendela m²) × (Koefisien transmisi kalor melalui jendela K, ⑪ kcal/m² h °C) × (selisih temperatur interior dan exterior ⑫ °C)

=

3.2 sub total

3.3 Infiltrasi beban kalor sensibel $\{(\text{Volume ruangan } ② \times \text{Jumlah penggantian ventilasi alamiah } ⑬) - \text{Jumlah udara luar } ⑭\} \times \frac{0,24}{\text{Volume Apeecipic } ⑬'} \text{ (Selisih temperatur exterior dan interior } ⑫, ^\circ\text{C)}$

3.3 sub total

3.4 Beban transmisi kalor melalui dinding dan atap $(\text{Luas dinding } ⑭ \text{ m}^2) \times (\text{Koefisien mission transmisi kalor dari dinding } K, (\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C. } ⑯) \times (\text{Selisih temperatur ekivalen dari radiasi matahari } ⑰ + \text{Selisih temperatur ekivalen dari temperatur atmosfer } ⑱ ^\circ\text{C})$

$(\text{Luas atap } ⑮ \text{ m}^2) \times (\text{Koefisien transmisi kalor } K \text{ dari atap } ⑯ \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}) \times (\text{Selisih temperatur ekivalen dari radiasi matahari } ⑰ + \text{Selisih temperatur ekivalen dari temperatur atmosfer } ⑱ ^\circ\text{C})$

3.4 sub total

3.5 Beban kalor tersimpan dari ruangan dengan penyegaran udara (pendinginan) terputus-putus. Untuk keadaan di mana penyegaran udara dimulai 2 atau 3 jam sebelum waktu terjadinya beban kalor maximum $(3.1 + 3.2 + 3.3 + 3.4 + 3.5 +) \times (\text{faktor beban kalor tersimpan } ⑲)$

3 Total

4. Beban kalor laten daerah perimeter

4.1 Beban kalor laten oleh infiltrasi $(\text{Volume ruangan } ② \text{ m}^3) \times (\text{Jumlah ventilasi alamiah } ⑳ \text{ N}_a) \times 597,3 \text{ ㉑ kcal/kg} \times (\text{Selisih perbandingan kelembaban di dalam dan di luar ruangan } ㉒ \text{ (kg/kg')})$

4 Total

5. Beban kalor sensibel daerah interior

5.1 Koefisien transmisi kalor dari partisi Lantai dan langit-langit $(\text{Luas kompartemen } \text{m}^2) \times (\text{Koefisien transmisi kalor } K \text{ dari kompartemen } ㉓ \text{ kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C}) \times (\text{Selisih temperatur dalam dan luar ruangan } ㉔ ^\circ\text{C})$

$(\text{Luas langit-langit } \text{m}^2) \times (\text{Koefisien transmisi kalor } K \text{ dari langit-langit } ㉓ \text{ (kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C})} \times (\text{Selisih temperatur dalam dan luar ruangan } ㉔, ^\circ\text{C})$

$(\text{Luas lantai } \text{m}^2) \times (\text{Koefisien transmisi kalor } K \text{ dari lantai } ㉓ \text{ kcal/m}^2 \text{ h. } ^\circ\text{C}) \times (\text{Selisih temperatur dalam dan luar ruangan } ㉔, ^\circ\text{C})$

5.1 sub total

5.2 Beban kalor sensibel karena adanya sumber kalor interior $(\text{Jumlah orang } ㉕) \times (\text{Kalor sensibel manusia } ㉖ \text{ kcal/h. orang}) (\text{Koreksi faktor kelompok } ㉗')$

$(\text{Peralatan } ㉘ \text{ kW}) \times 0,860 \text{ kcal/kW} \times \text{Faktor penggunaan peralatan } ㉙$

$(\text{Lampu pijar } ㉚ \text{ kW}) \times 0,860 \text{ kcal/kW}$

$$\begin{aligned} & (\text{Lampu neon } \textcircled{27} \text{ kW}) \times 1,080 \text{ kcal/kW} & = \\ & \text{Sumber kalor sensibel lain } \textcircled{28} & = \end{aligned}$$

5.2 sub total

5 Total

6. Beban kalor laten daerah interior

$$6.1 \quad \text{Tambahan kalor laten oleh sumber penguapan interior (Jumlah orang } \textcircled{29} \text{, orang)} \times (\text{Kalor laten manusia } \textcircled{30} \text{, kcal/h. orang)} \times (\text{Koreksi faktor kelompok } \textcircled{26})$$

$$\begin{aligned} & \text{Sumber kalor laten lain } \textcircled{31} & = \end{aligned}$$

6 Total

7. Beban kalor sensibel mesin

$$7.1 \quad \text{Tambahan kalor ("heat gain") sensibel oleh udara luar masuk Jumlah udara luar } \textcircled{32} \text{ m}^3/\text{h}) \div (\text{Volume spesifik udara luar } \textcircled{33} \text{ m}^3/\text{kg}') \times (24 \text{ kcal/kg}') \times (\text{Selisih temperatur dalam dan luar, } ^\circ\text{C}) \textcircled{34}$$

$$7.2 \quad \text{Tambahan kalor ("heat gain") sensibel oleh motor kipas udara (Motor kipas udara } \textcircled{35} \text{ kW)} \times 0,860 \text{ kcal/kW} \times (\text{Efisiensi kipas udara } \textcircled{36})$$

$$7.3 \quad \text{Beban kalor sensibel ruangan total } \textcircled{37} \text{ (Total 3 + Total 5)} =$$

$$7.4 \quad \text{Kenaikan beban oleh kebocoran saluran udara } (7.1 + 7.2 + 7.3) \times (\text{Faktor kebocoran saluran udara } \textcircled{38}) =$$

7 Total

8. Beban kalor laten mesin

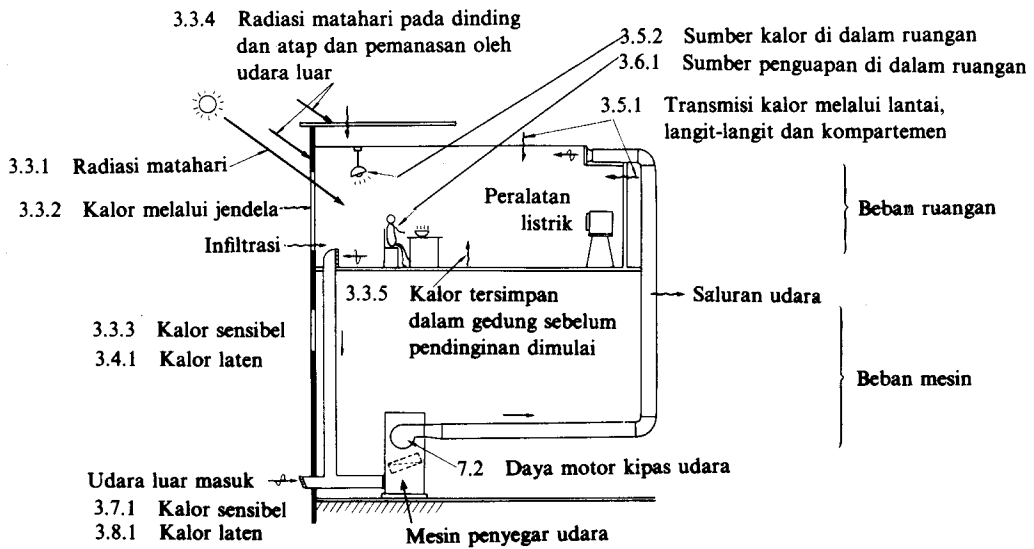
$$8.1 \quad \text{Beban kalor laten oleh udara luar masuk (Jumlah udara luar masuk quantity } \textcircled{32} \text{ m}^3/\text{h}) \div (\text{Volume spesifik udara luar } \textcircled{33} \text{ m}^3/\text{kg}') \times (\text{Selisih faktor pencampuran uap di dalam dan luar ruangan kg/kg'})$$

$$8.2 \quad \text{Beban kalor laten ruangan total } \textcircled{39} \text{ (Total 4 + Total 6)} =$$

$$8.3 \quad \text{Kenaikan beban oleh kebocoran saluran udara } (8.1 + 8.2) \times (\text{Faktor kebocoran saluran udara } \textcircled{38}) =$$

8 Total

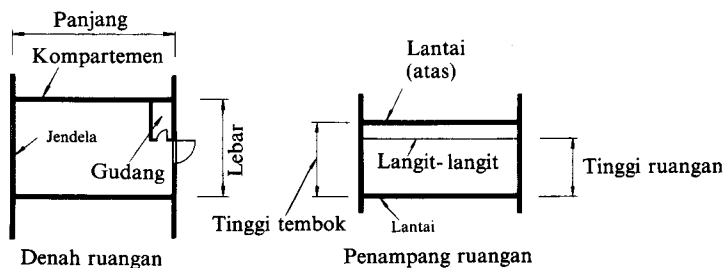
Gambar penjelasan dari lembaran perhitungan



Catatan: Angka-angka tersebut pada gambar tersebut di atas menunjukkan pasal yang bersangkutan

3.2 Data Utama yang Diperlukan

- ① Luas ruangan. Lihat Gbr. 3.1. Jarak antara garis-garis teras tembok dapat dipakai dalam perhitungan ini.
- ② Volume ruangan. Lihat Gbr. 3.1. Volume ruangan adalah luas lantai kali jarak antara titik tengah lantai dan titik tengah langit-langit.



Gbr. 3.1 Luas ruangan dan volume ruangan.

Tabel 3.2 Temperatur ruang, kelembaban dan perbandingan ④.

Aplikasi	Temperatur bola kering rancangan θ_{ranc}	Kelembaban relatif rancangan ϕ_{ranc}	Perbandingan kelembaban x_{ranc}
Ruang biasa	26°C	50%	0,0105
Restoran, Ruang pertemuan	26°C	55%	0,0116

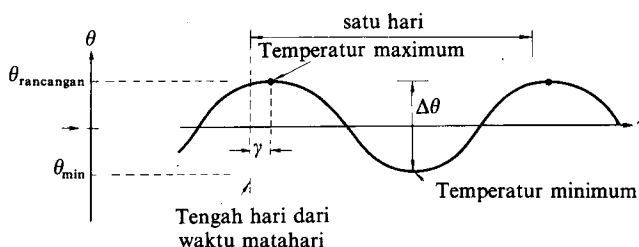
Catatan: Lihat Bab 1, Untuk rinciannya.

③ Nama bulan perancangan. Dalam hal ini harus diberikan bulan yang terpanas seperti terlihat dalam Tabel 3.3.

④ Temperatur, kelembaban relatif, dan perbandingan kelembaban yang ditetapkan sebagai titik perancangan. Contoh tentang hal ini diberikan dalam Tabel 3.2. Lihat Bab 1, untuk keterangan detail.

⑤ Temperatur dan perubahan temperatur udara luar, dan perbandingan kelembaban yang ditetapkan sebagai titik perancangan. Beberapa contoh tentang hal ini diberikan dalam kolom dengan tanda ⑤ tersebut pada Tabel 3.3. Kebenaran temperatur bola kering dalam tabel tersebut secara statistik adalah 99% dari seluruh hasil pengamatan yang dilaksanakan. Temperatur bola basah dalam kolom dengan tanda ⑤ pada Tabel 3.3 adalah berkaitan dengan temperatur bola kering tersebut di atas. Di samping itu pada Tabel 3.3 juga diberikan temperatur bola kering dan temperatur bola basah rata-rata dalam bulan yang terpanas, seperti tersebut dalam kolom dengan tanda ⑤

Kadang-kadang perbandingan kelembaban tersebut dalam kolom ⑤' lebih besar daripada perbandingan kelembaban tersebut dalam kolom ⑤. Ini berarti bahwa pada gedung-gedung di mana udara atmosfer yang masuk terlalu banyak, maka beban pendinginan menjadi bertambah besar, meskipun temperatur udara luar lebih rendah. Keadaan tersebut terjadi misalnya di Karachi, Hongkong dan Bangkok. Dalam hal tersebut sebaiknya dipergunakan perbandingan kelembaban tersebut dalam kolom ⑤' untuk perancangan sistem penyegaran udara.



Gbr. 3.2 Penjelasan dari persamaan (3.1).

⑥ Temperatur udara luar sesaat. Temperatur udara pada suatu saat tertentu dapat diperkirakan dengan formula tersebut di bawah ini.

$$t_0 = t_{0 \text{ rancangan}} - \frac{\Delta t}{2} + \frac{\Delta t}{2} \cos 15 (\tau - \gamma) (^{\circ}\text{C}) \quad (3.1)$$

di mana,

t_0 = temperatur udara luar sesaat ⑥, ($^{\circ}\text{C}$)

$t_{0 \text{ rancangan}}$ = temperatur udara luar untuk perancangan ⑤, ($^{\circ}\text{C}$)

$\Delta\theta$ = perubahan temperatur harian ⑤, ($^{\circ}\text{C}$)

15 = perubahan sudut waktu (kecepatan sudut) = $\left(\frac{360^{\circ}}{24 \text{ jam}}\right)$

τ = Waktu penyinaran matahari.

(Dalam persamaan ini, pukul 12.00 siang adalah 0, pagi hari (A.M.) adalah negatif, dan siang hari (P.M.) adalah positif; sedangkan besarnya dinyatakan sampai satu angka desimal, misalnya pukul setengah sepuluh pagi dinyatakan sebagai -2.5).

γ = Saat terjadinya temperatur maximum ($\approx + 2$).

Tabel 3.3 Data cuaca ⑤ ⑤' di beberapa negara Asia.

Negara	Kota	Garis lintang (°)	Garis bujur (°)	Elevasi (m)	Musim dingin			Musim panas ⑤ ⑤'		
					Bulan terdingin 2)		Temperatur	Bulan terpanas 2) ⑤'		
					Bulan	Temperatur bola basah (°C)	bola kering rancangan 3) (°C)	Bulan	Temperatur kering rata-rata (°C)	Perbandingan Kelembaban rata-rata (kg/kg')
Indonesia	Rangon	17 N	96 E	23	Jan.	24,3	16,7	April (Musim kemarau) Juli (Musim hujan)	29,8 27,6	0,0175 0,0202
Hong Kong	Hong Kong	22 N	114 E	33	Jan.	15,4	8,9	Juli	28,4	0,0204
India	Calcutta	23 N	88 E	6	Jan.	20,2	11,1	Mei (Musim kemarau)	31,1	0,0198
	New-Delhi	29 N	77 E	216	Jan.	14,3	3,9	Juni (Musim kemarau) Juli (Musim hujan)	34,5 31,2	0,0135 0,0193
Indonesia	Jakarta	6 S	107 E	8	Jan. Musim-hujan	26,2	21,7	Mei September & Oktober (Musim kemarau)	27,3 27,4	0,0187 0,0177
Irak	Baghdad	33 N	44 E	34	Jan.	10,1	0	Juli	34,3	0,0077
Jepang	Tokyo	36 N	140 E	6	Jan.	4,1	-3,3	Augustus	26,7	0,0170
Malaysia	Kuala Lumpur	3 N	102 E	38	Des.	26,6	21,1	Mei Juni	27,7 28,0	0,0183 0,0176
	Singapura	1 N	104 E	10	Jan.	26,1	21,7	Juni	28,0	0,0190
Pakistan	Karachi	25 N	67 E	4	Jan.	19,1	9,4	Juni	30,4	0,0230
Filipina	Manila	15 N	121 E	15	Jan.	25,4	22,8	Mei	29,4	0,0184
Saudi-Arabia	Riyadh	25 N	47 E	594	Jan.	14,5	2,8	Juli	33,6	0,0084
Thailand	Bangkok	14 N	101 E	16	Des.	25,5	16,1	April (Musim kemarau)	30,3	0,211
Vietnam	Ho Chi Minh	11 N	107 E	10	Des.	25,7	18,3	April	28,8	0,0180
Egiptus	Kairo	30 N	31 E	116	Jan.	12,7	7,2	Augustus	27,7	0,0129

Ketinggian tempat stasiun meteorologi

- 1) Perbandingan kelembaban rata-rata pada musim panas diperoleh dari hasil pengukuran temperatur rata-rata dan kelembaban menyatakan keadaan pada waktu terjadi perbandingan kelembaban yang lebih besar, meskipun temperaturnya rendah
- 2) Data rata-rata selama tiga bulan terdingin
- 3) Bulan terpanas rata-rata
- 4) Data rata-rata selama empat bulan terpanas
- 5) Diperoleh dengan ⑤)
- 6) 4), 5) diambil dari halaman 684 dari ASHRAE Hand Book of Fundamentals 1972, kecuali Tokyo

E = Bujur
N = Lintang
S = Lintang

usim panas				
Kelembaban relatif rata-rata (%)	Temperatur rancangan		6)	5)
	Perubahan temperatur harian (5) 4) $\Delta\theta$ (°C)	Temperatur bola kering (5) 5) (°C) θ_{ranc}	Perbandingan kelembaban rancangan (5) x_{ranc} (kg/kg')	Temperatur bola basah rancangan (°C)
66	14	38	0,0205	28
86				
83	6	33	0,0203	27
69	12	37	0,0211	28
39	14	43	0,0182	28
67				
82				
77	8	32	0,020	27
23	19	45	0,0082	23
77	8	33	0,0207	27
78				
75	11	34	0,0210	28
79	8	33	0,0214	28
83	8	38	0,0195	28
71	11	34	0,0210	28
26	18	43	0,0133	26
77	10	36	0,0202	28
72	9	34	0,0243	29
55	14	39	0,0132	24

mbaban relatif rata-rata. Kondisi dari dua bulan (misalnya di New Delhi, Rangon dan Jakarta).

ar Timur
ang Utara
ang Selatan

Contoh : Berapakah temperatur udara luar sesaat di Jakarta pada pukul 10 pagi dan pukul 4 siang?

Jawab : Dari Tabel 3.3, $t_{0 \text{ rancangan}} = 32^\circ\text{C}$, dan $\Delta t = 8^\circ\text{C}$. Maka dari persamaan (3.1),

$$t_0 = 32 - 4 + 4 \cos 15 (\tau - 2) = 28 + 4 \cos 15 (\tau - 2) \quad (3.2)$$

Pada waktu penyinaran matahari pukul 10 pagi atau pukul 4 siang, maka berturut-turut,

$$\tau = -2 \text{ atau } \tau = 4$$

sehingga,

$$t_0 = 28 + 4 \cos (-60) = 28 + 2 = 30 \text{ (untuk pukul 10 pagi)}$$

dan

$$t_0 = 28 + 4 \cos (30) = 28 + 3,5 = 31,5 \text{ (untuk pukul 4 siang)}$$

⑦ Radiasi panas matahari sesaat untuk perancangan. Sebagai contoh dapat dilihat Tabel 3.4., di mana angka-angka yang tercantum di dalamnya diperoleh dari hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan berikut ini.

Radiasi matahari dapat dibagi dalam golongan radiasi matahari langsung dan radiasi matahari tidak langsung, seperti dilukiskan pada Gbr. 3.3. Jumlah kedua jenis

Tabel 3.4 Radiasi matahari rancangan.

Permeabilitas atmosferik 0,6

(1) Garis lintang Utara 0°

a. (Summer solstice, June 22)

Waktu matahari	Azimut	Radiasi matahari total										Keterangan	
		H	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW		Radiasi matahari langsung pada bidang normal	Radiasi matahari terpencar pada bidang horizontal
5		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
6		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
7		103	89	158	155	82	35	35	35	35		135	71
8		279	204	374	355	159	52	52	52	52		382	104
9		463	271	452	403	153	59	59	59	59		529	119
10		613	307	434	344	89	63	63	63	63		611	127
11		710	326	359	221	65	65	65	65	140		653	131
12		744	332	254	66	66	66	66	66	254		666	132
13		710	326	140	65	65	65	65	221	359		653	131
14		613	307	63	63	63	63	89	344	434		611	127
15		463	271	59	59	59	59	153	403	452		529	119
16		279	204	52	52	52	52	159	355	374		382	104
17		103	89	35	35	35	35	82	155	158		135	71
18		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
19		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0

(kcal/m²jam)

Permeabilitas atmosferik 0,6

(1) Garis lintang Utara 0°

b. (Vernal equinox/Autumnal equinox March 22 atau September 22)

Azimut Waktu matahari	Radiasi total										Keterangan	
	H	N	NE	E	SE	S	SW	W	NE		Radiasi matahari langsung pada bidang normal	Radiasi matahari terpencar pada bidang horisontal
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
7	117	37	148	194	148	37	37	37	37		161	75
8	318	54	310	417	310	54	54	54	54		419	108
9	523	61	344	461	344	61	61	61	61		565	123
10	689	65	293	388	293	65	65	65	65		645	130
11	797	67	192	244	192	67	67	67	67		685	134
12	834	67	67	67	67	67	67	67	67		698	135
13	797	67	67	67	67	67	192	244	192		685	134
14	689	65	65	65	65	65	293	388	293		645	130
15	523	61	61	61	61	61	344	461	344		565	123
16	318	54	54	54	54	54	310	417	310		419	108
17	117	37	37	37	37	37	148	194	148		161	75
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0

(kcal/m²jam)

Permeabilitas atmosferik 0,6

(2) Garis lintang Utara 25°

a. (Summer solstice, June 22)

Azimut Waktu matahari	Radiasi matahari total										Keterangan	
	H	N	NE	E	SE	S	SW	W	NE		Radiasi matahari total pada bidang normal	Radiasi matahari terpencar pada bidang horisontal
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
6	63	47	77	78	49	27	27	27	27		56	54
7	213	128	297	320	183	47	47	47	47		307	95
8	399	139	387	443	272	57	57	57	57		485	115
9	573	114	371	447	298	63	63	63	63		592	126
10	713	82	290	366	266	65	65	65	65		654	131
11	803	67	176	230	189	76	67	67	67		687	134
12	833	67	67	67	80	86	80	67	67		698	135
13	803	67	67	67	67	76	189	230	176		687	134
14	713	82	65	65	65	65	266	366	290		654	131
15	573	114	63	63	63	63	298	447	371		592	126
16	399	139	57	57	57	57	272	443	387		485	115
17	213	128	47	47	47	47	183	320	297		307	95
18	63	47	27	27	27	27	49	78	77		56	54
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0

(kcal/m²jam)

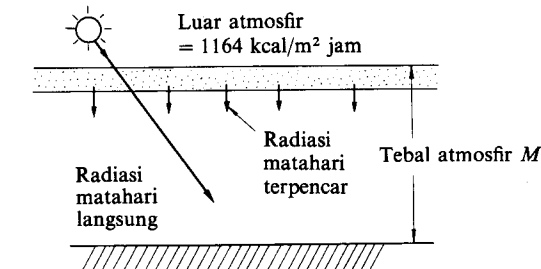
Permeabilitas atmosferik 0,6

② Garis lintang Utara 25°

b. (Vernal equinox/Autumnal equinox March 22 or September 22)

Waktu matahari	Azimut	Radiasi matahari total										Keterangan	
		H	N	NE	E	SE	S	SW	W	NE		Radiasi matahari langsung pada bidang normal	Radiasi matahari terpencar pada bidang horisontal
5		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
6		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
7		101	35	115	162	135	49	35	35	35		131	70
8		274	51	226	378	339	131	51	51	51		377	103
9		455	59	211	430	432	216	59	59	59		524	119
10		603	63	121	367	435	285	63	63	63		607	127
11		699	65	65	233	371	330	134	65	65		649	131
12		732	66	66	66	264	346	264	66	66		662	132
13		699	65	65	65	134	330	371	233	65		649	131
14		603	63	63	63	63	285	435	367	121		607	127
15		455	59	59	59	59	216	432	430	211		524	119
16		274	51	51	51	51	131	339	378	226		377	103
17		101	35	35	35	35	49	135	162	115		131	70
18		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0
19		0	0	0	0	0	0	0	0	0		0	0

(kcal/m²jam)



Gbr. 3.3 Radiasi matahari langsung dan radiasi matahari terpencar.

radiasi tersebut dinamai “radiasi matahari total” (*total solar radiation*). Apabila cuaca tidak banyak mengalami perubahan, radiasi tak langsung boleh dikatakan tidak berubah dan tidak pula banyak bergantung pada azimut.

Sesuai dengan kedudukan permukaan bidang terhadap arah datangnya radiasi, maka radiasi matahari langsung adalah:

$$J_n = 1164 P^{\text{cosec } h} \text{ (kcal/m}^2 \text{ jam)} \quad (3.3)$$

$$J_h = 1164 P^{\text{cosec } h} \sin h \text{ (kcal/m}^2 \text{ jam)} \quad (3.4)$$

$$J_v = 1164 P^{\text{cosec } h} \cos h \text{ (kcal/m}^2 \text{ jam)} \quad (3.5)$$

$$J_\beta = 1164 P^{\text{cosec } h} \cos h \cos \beta \text{ (kcal/m}^2 \text{ jam)} \quad (3.6)$$

di mana,

J_n = radiasi matahari langsung pada bidang tegak lurus arah datangnya radiasi

J_h = radiasi matahari langsung pada bidang horisontal

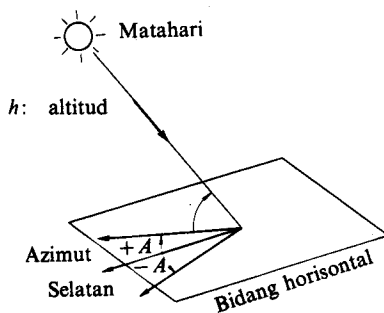
J_v = radiasi matahari langsung pada bidang vertikal

J_β = radiasi matahari langsung pada bidang vertikal, tetapi pada posisi membuat sudut samping β dari arah datangnya radiasi.

1164 = konstanta panas matahari (radiasi matahari rata-rata tahunan di antartika), ($\text{kcal/m}^2 \text{ jam}$)

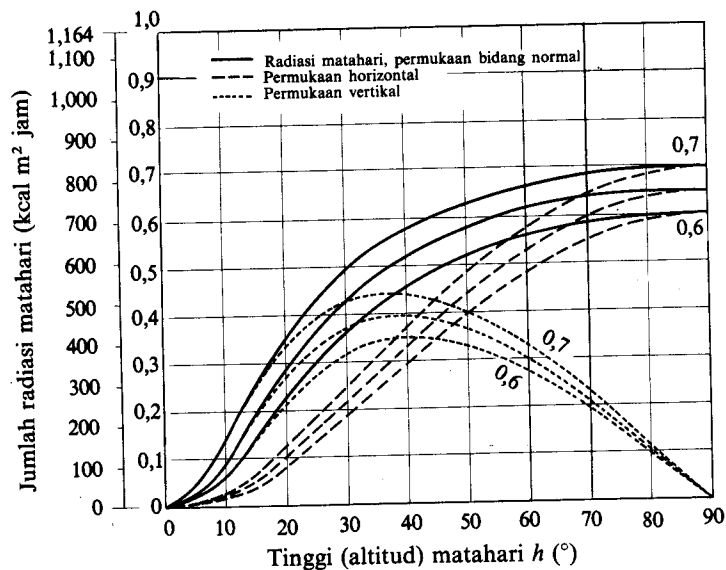
P = permeabilitas atmosferik ($= 0,6 - 0,75$ pada hari yang cerah). Lihat Gbr. 3.6.

h = Ketinggian matahari (Lihat Gbr. 3.4; dinyatakan dalam derajat dengan sistem desimal)

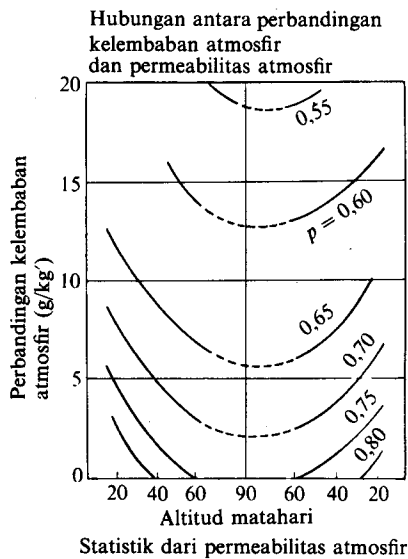


Sebutan bagi A : Untuk Selatan adalah 0;
ke arah Barat dari 0 adalah +,
dan ke arah Timur dari 0 adalah -

Gbr. 3.4 Azimut matahari dan ketinggian (altitud).



Gbr. 3.5 Diagram perhitungan dan persamaan (3.3), (3.4) dan (3.5).



Gbr. 3.6 Beberapa contoh observasi terhadap permeabilitas atmosfer.

Persamaan (3.3), (3.4), dan (3.5) dinyatakan dalam grafik terlukis pada Gbr. 3.5.

Permeabilitas atmosferik adalah komplimen dari faktor reduksi yang memperhitungkan adanya panas radiasi matahari yang diserap oleh lapisan udara atmosfer di atas permukaan bumi (Lihat Gbr. 3.3). Seperti dilukiskan pada Gbr. 3.6, P tergantung pada ketinggian matahari, uap dan kotoran yang ada dalam udara atmosfer. Tetapi harga P dapat dianggap konstan pada hari dilakukan perhitungan beban kalor.

Selanjutnya, ketinggian matahari h dan azimut A (Lihat Gbr. 3.4) dapat diperoleh dari Gbr. 3.7 atau dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini.

$$\sin h = \sin \psi \sin \delta + \cos \psi \cos \delta \cos 15 \tau \quad (3.7)$$

$$\cos A = \frac{\sin h \sin \psi - \sin \delta}{\cos h \cos \psi} \quad (3.8)$$

di mana,

A = azimut matahari (Lihat Gbr. 3.4, tepat di sebelah selatan adalah 0, ke arah barat adalah positif, dan ke arah timur adalah negatif)

h = ketinggian matahari

ψ = kedudukan garis lintang

(lintang utara adalah positif, dan lintang selatan adalah negatif)

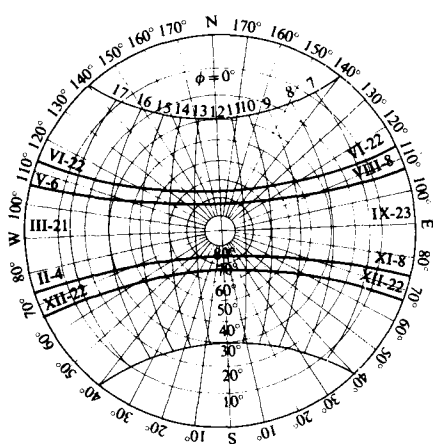
δ = deklinasi matahari

(Lihat Gbr. 3.8)

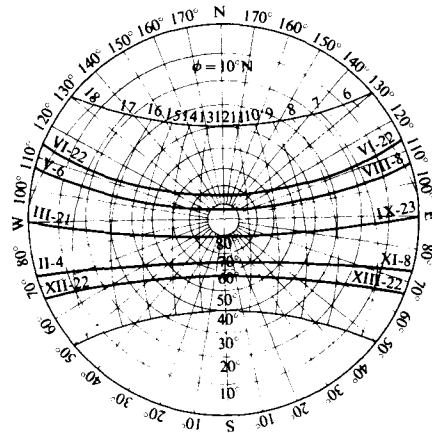
τ = Saat penyinaran matahari

(dalam hal ini : pukul 12.00 siang adalah 0, siang hari (P.M.) adalah positif, pagi hari (A.M.) adalah negatif.)

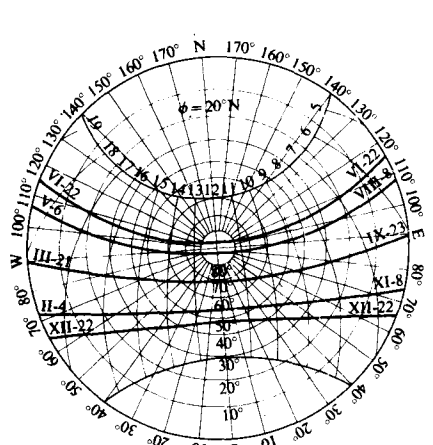
Sebagai contoh tentang radiasi matahari tak langsung, pada bidang horisontal, dapat dilihat Gbr. 3.9. Apabila lingkungan gedung memberikan banyak refleksi, maka radiasi matahari tak langsung pada bidang vertikal dapat dianggap $\frac{1}{2}$ daripada radiasi matahari tak langsung pada bidang horisontal.



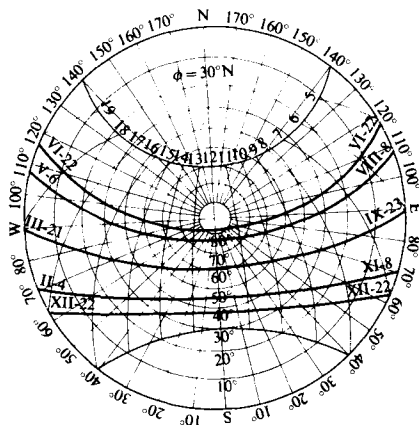
(a) Equator



(b) Garis lintang Utara 10 derajat



(c) Garis lintang Utara 20 derajat



(d) Garis lintang Utara 30 derajat

Azimut matahari (setiap garis lintang)

Waktu ditunjukkan dengan waktu matahari terlihat jelas

Contoh:

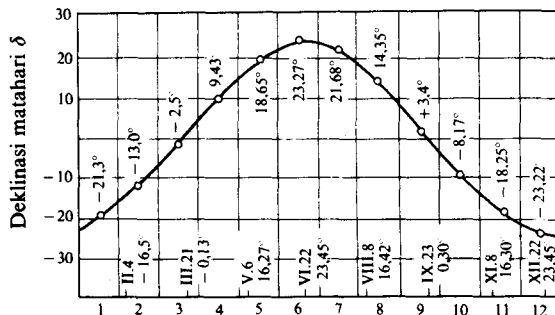
Garis lintang $\psi = 10^\circ \text{N}$

Garis lintang matahari pada pukul 9.00 a.m

Pada tanggal 22 Juni adalah 45 derajat.

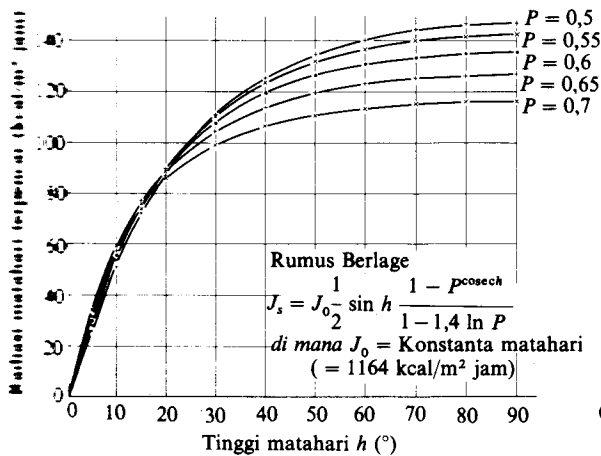
Sudut azimut = E 25°N

Gbr.3.7 Sudut matahari.



Angka-angka pada grafik menunjukkan harga pada tanggal 15 dari setiap bulan

Gbr. 3.8 Deklinasi matahari.



Gbr. 3.9 Radiasi matahari terpencar (menurut rumus Berlage).

Contoh: Untuk suatu gedung yang terletak pada garis 6° lintang Utara, pada musim panas (bulan Juni 22) dan pada pukul 10.00 pagi, tentukan radiasi matahari langsung pada bidang horisontal dan pada dinding sebelah Timur.

Jawab 1: Dalam hal ini akan dipakai grafik-grafik tersebut pada Gbr. 3.7 dan Gbr. 3.5. Pada Gbr. 3.7(b) dapat diperoleh keadaan pada garis 10° lintang Utara, yang dapat dianggap tidak banyak berbeda dengan keadaan pada garis 6° lintang Utara, sehingga dapat dipakai dan memberikan data berikut ini:

$$\text{Ketinggian matahari } h = 58^\circ \quad (3.9)$$

$$\text{Azimut matahari } A = 120^\circ \quad (3.10)$$

Dari Gbr. 3.5 dapat diketahui bahwa pada $h = 58^\circ$ dan $P = 0,6$ banyaknya radiasi matahari pada

bidang horisontal adalah 540 kcal/m² jam, sedangkan pada bidang vertikal yang berhadapan dengan sinar matahari adalah 340 kcal/m² jam. (3.11)

Jika dinding sebelah Timur membuat sudut deklinasi $120 - 90 = 30^\circ$ dari bidang vertikal yang berhadapan dengan sinar matahari, maka dengan mempergunakan persamaan (3.6), radiasi matahari pada dinding Timur adalah

$$J_p = 340 \times \cos 30 = 294 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam} \quad (3.12)$$

Jawab 2: Dalam hal ini akan dipakai persamaan yang bersangkutan.

Dari Gbr. 3.8, deklinasi matahari pada "summer solstice" adalah $\delta = +23,5^\circ$ (3.13)

Ketinggian matahari dapat diperoleh dengan memasukkan $\psi = +6^\circ$, $\tau = -2$ dan $\delta = 23,5^\circ$ ke dalam persamaan (3.7), sehingga,

$$\sin h = \sin 6 \sin 23,5 + \cos 6 \cos 23,5 \cos -30 = 0,799$$

atau

$$h = 53 \quad (3.14)$$

Sedangkan azimut matahari dapat diperoleh dengan memasukkan $h = 52^\circ$, $\psi = +6$, $\delta = +23,5^\circ$ ke dalam persamaan (3.8), sehingga

$$\cos A = \frac{\sin 53 \sin 6 - \sin 23,5}{\cos 53 \cos 6} = -\frac{0,315}{0,698}$$

atau

$$A = -119 \quad (3.15)$$

Demikian pula radiasi matahari langsung pada dinding horisontal dapat dihitung dengan memasukkan $P = 0,6$ dan $h = 53^\circ$ ke dalam persamaan (3.4), sehingga,

$$J_h = 1164 \times (0,6) \frac{1}{\sin 53} \times \sin 53 = 490 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam} \quad (3.16)$$

Untuk dinding Timur, $\beta = 119 - 90 = 29^\circ$, $P = -0,6$ dan $h = 53^\circ$, sehingga

$$J_\beta = 1164 \times (0,6) \frac{1}{\sin 53} \times \cos 53 \times \cos 29 = 278 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam} \quad (3.17)$$

Meskipun hasil dari kedua cara perhitungan tersebut di atas tidak sama, tetapi dalam praktek tidak terlalu penting.

Contoh : Tentukan radiasi matahari total untuk kondisi yang sama dengan soal tersebut di atas.

Jawab : Dengan mempergunakan Gbr. 3.9, maka untuk $h = 53^\circ$ dan $P = 0,6$, besarnya radiasi matahari tak langsung adalah

$$128 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam} \quad (3.18)$$

Dengan mengetahui jumlah radiasi matahari langsung, dari hasil perhitungan dalam contoh sebelumnya, maka radiasi matahari total pada bidang horisontal adalah

$$490 + 128 = 618 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam} \quad (3.19)$$

Untuk dinding sebelah Timur, radiasi matahari total yang diterima adalah

$$278 + \frac{128}{2} = 342 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam} \quad (3.20)$$

3.3 Perhitungan Beban Kalor Sensibel di dalam Daerah Tepi Gedung

3.3.1 Jumlah Radiasi Matahari Melalui Jendela

⑧ Jumlah radiasi matahari melalui jendela adalah sama dengan jumlah radiasi matahari total yang diperoleh dalam ⑦.

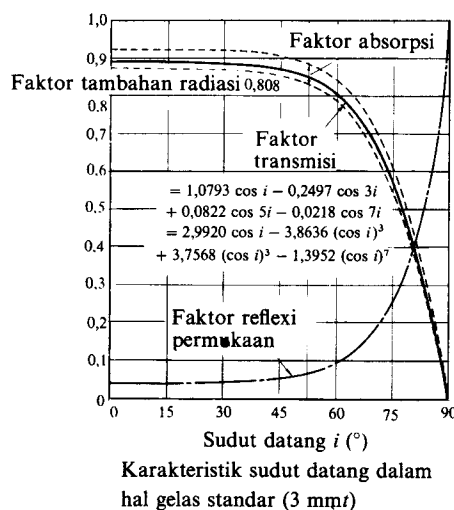
⑨ Faktor transmisi radiasi matahari melalui “window pane.” Untuk hal ini pakailah harga ⑨ dalam Tabel 3.5. Untuk gedung dengan jendela yang besar, maka radiasi matahari melalui jendela haruslah diperhitungkan dengan seksama. Untuk hal tersebut, pakailah Gbr. 3.10.

⑩ Faktor bayangan (*shading factor*) dari jendela. Apabila sebuah jendela atau jendela-jendela dibayangi oleh gedung sebelah atau tepi atapnya sendiri, maka tidak semua panas matahari masuk ke dalam ruangan; jadi, jumlah radiasi matahari yang masuk ke dalam menjadi lebih kecil. Sebaliknya, apabila jendela ruangan berhadapan dengan benda lain yang memantulkan cahaya (misalnya kaca jendela dari gedung sebelah atau lantai serambi rumah, dsb.nya), maka dipandang perlu menambahkan sebanyak 10 sampai 30% dari radiasi matahari langsung dalam perhitungan beban kalor, pada siang hari yang panas.

Tabel 3.5 Faktor transmisi dari jendela ⑨.

Kaca	Tanpa penutup	Dengan penutup dalam ruangan
Kaca biasa	0,95	0,50
Kaca ganda		
—kaca biasa	0,70	0,50
—menyerap di luar	0,6	0,40
Kaca setengah cermin	0,4	

Dari Architectural Institute of Japan, Material Collection 6.



Gbr. 3.10 Faktor transmisi dari gelas dan sudut datang.

3.3.2 Pemasukan Tambahan Kalor (*Heat Gain*) Melalui Jendela

⑪ Koefisien perpindahan kalor dari beberapa macam jendela. Penjelasan tentang proses perpindahan kalor dapat diikuti pada penjelasan tentang "Koefisien perpindahan kalor dari dinding" ⑫.

Ada dua macam dinding, yaitu dinding termal tipis (memindahkan panas dengan cepat) dan dinding termal tebal (memindahkan panas dengan lambat). Kaca jendela adalah salah satu contoh dinding termal tipis. Banyaknya perpindahan kalor melalui dinding termal tipis adalah

(selisih temperatur ruangan dalam dan ruangan luar) $\times$ (koefisien perpindahan kalor).

⑫ Selisih temperatur ruangan dalam dan ruangan luar. Dalam hal ini temperatur ruangan dalam adalah temperatur rancangan tersebut pada ④. Sedangkan temperatur luar ruangan adalah temperatur tersebut dalam ⑥.

Tabel 3.6 Koefisien transmisi kalor dari jendela *K* ⑪.

Satu pelat kaca	(Tidak bergantung pada tebalnya)	5,5 kcal/m ² jam °C
Kaca ganda	(")	2,2 "
Blok kaca	(")	5,5 "

Dari Architectural Institute of Japan, Material Collection 6

3.3.3 Beban Kalor Sensibel Karena Adanya Ventilasi

⑬ Jumlah penggantian udara dalam ventilasi alamiah*. Tabel 3.7 menunjukkan jumlah penggantian udara dalam ventilasi alamiah, N_n . Jumlah penggantian udara dalam ventilasi alamiah dapat diperoleh dengan membagi jumlah udara yang masuk karena adanya gaya alamiah (misalnya angin) oleh volume ruangan, seperti diterangkan dalam ②.

⑬' (0,24)/(volume spesifik). Oleh karena 0,24 adalah kalor spesifik dari 1 kg udara, maka jumlah kalor yang diperlukan untuk menaikkan temperatur (1 m³) udara ruangan sebesar 1°C dapat diperoleh dengan membagi 0,24 oleh volume spesifik udara luar tersebut dalam Gbr. 2.3.

Tabel 3.7 Jumlah penggantian ⑬.

Rumah standar	1 kali
Rumah dengan banyak jendela	1,5–2 kali
Rumah, pintu dan jendela sering dibuka tutup	1,5–2 kali

3.3.4 Beban Transmisi Radiasi Matahari Melalui Dinding (atau Atap) ⑭, ⑮ Luas Dinding (atau Atap)

Dalam hal ini luas dinding adalah luas dinding (dikurangi luas jendela); sedangkan luas atap adalah luas bagian atap yang dikenai udara luar.

⑩ Koefisien perpindahan kalor dari dinding atau (atap), K . Tabel 3.8 menunjukkan koefisien perpindahan kalor dan kapasitas kalor beberapa jenis dinding. Sedangkan Tabel 3.9 menunjukkan koefisien perpindahan kalor dan beberapa jenis atap.

Tabel 3.8 Koefisien transmisi kalor dan kapasitas kalor dari dinding ⑩.

Tebal dinding (mm)		Koefisien transmisi kalor K (kcal/m ² jam°C)	*Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C)
Lapisan (biasa)	Bagian utama		
Atap luar menonjol ke luar 5 mm Adukan semen di luar 15 mm Adukan semen di luar 15 mm Plester 3 mm	Beton 12 mm	3,08	79
	150	2,89	93
	200	2,62	117
	250	2,05	141
	Batu bata 210 mm	1,62	91
Tanpa lapisan	Beton 50 mm	4,75	24
	100 mm	4,06	48
	200 mm	3,15	96

*Kapasitas kalor per 1 m² tebal dinding = kalikan tebal setiap lapisan dinding dengan kapasitas kalor (Tabel 3.12) yang bersangkutan dan jumlahkan.

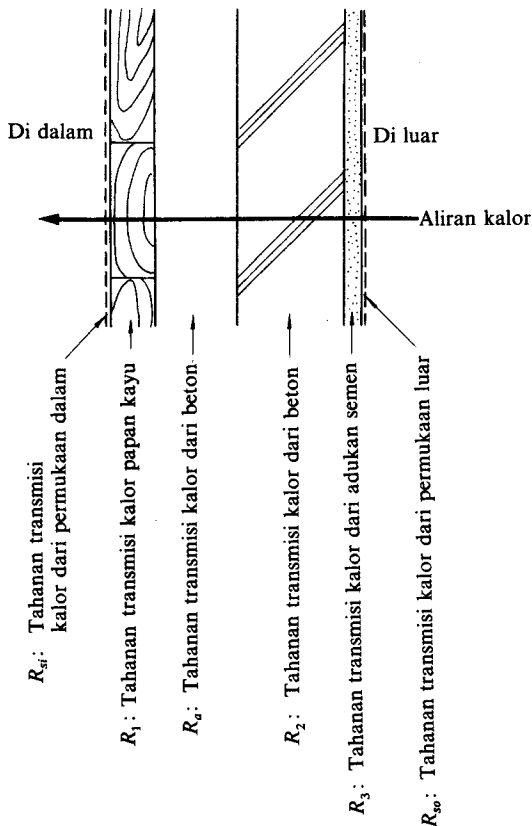
Tabel 3.9 Koefisien transmisi kalor dan kapasitas kalor atap*.

Tebal atap (mm)				Koefisien transmisi kalor K (kcal/m ² h°C)	Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C)
Kayu, asbestos semen, langit-langit (12 mmHARDTEX)				2,86	7,5
Adukan semen rapat air 20 mm	biasa	Tebal beton 100 mm	Dengan langit-langit Tanpa langit-langit	1,94 3,45	53,8 57,8
		Tebal beton 150 mm	Dengan langit-langit Tanpa langit-langit	1,81 3.78	77,9 81,9
		Tebal beton 120 mm	Dengan langit-langit Tanpa langit-langit	1,58 2,46	63,4 67,4
		Tebal beton 150 mm	Dengan langit-langit Tanpa langit-langit	1,13 2,34	77,9 81,9

*Kapasitas kalor per 1 m² dinding atau atap = Kalikan tebal setiap lapisan dinding dengan kapasitas kalor (Tabel 3.12) yang bersangkutan dan jumlahkan.

Koefisien perpindahan kalor dari dinding (atau atap) dapat dinyatakan sebagai laju perpindahan kalor setiap jam (kcal/jam) per 1 m² luas dinding, apabila perbedaan temperatur dalam dan temperatur luar dinding (atau atap) dapat dipertahankan 1°C untuk jangka waktu yang lama, sesuai dengan kapasitas kalor dari dinding (atau atap). Seperti terlihat dalam Gbr. 3.11, tahanan perpindahan kalor R_T dari dinding (atau atap) dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan perpindahan kalor dari sisi yang satu dan sisi yang lain dari dinding tersebut.

Kebalikan dari harga R_T tersebut sama dengan koefisien perpindahan kalor (K).



$$K = 1/R_T$$

$$R_o = R_{si} + R_1 + R_a + R_2 + R_3 + R_{so}$$

Gbr. 3.11 Koefisien transmisi kalor total melalui dinding (atau atap).

$$K = \frac{1}{R_T} \text{ (kcal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C)} \quad (3.21)$$

* Cara perhitungan tersebut hanya dapat digunakan dalam keadaan di mana jumlah udara ventilasi (yang masuk) lebih besar daripada jumlah udara yang diganti seperti diterangkan dalam 32.

Gbr. 3.11 menunjukkan komponen dari tahanan perpindahan kalor,

$$R_T = R_{si} + R_1 + \dots + R_n + R_a + \dots + R_{so} \text{ (m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C)} \quad (3.22)$$

di mana,

R_{si} = tahanan perpindahan kalor dari lapisan permukaan dalam dinding (Lihat Tabel 3.10)

R_{so} = tahanan perpindahan kalor dari lapisan permukaan luar dinding (Lihat Tabel 3.11)

$R_1, \dots, R_n$ = tahanan perpindahan kalor dari setiap lapisan dinding (Lihat Tabel 3.12)

Apabila tahanan perpindahan kalor R dari lapisan tidak dapat diperoleh dari Tabel 3.12 tersebut, maka R dapat diperoleh dengan memperbanyak tebal dinding dengan r , seperti disebutkan dalam kolom r pada Tabel 3.12. Dalam hal tersebut,

Tabel 3.10 Hambatan kalor permukaan R_s .

Bagian luar	R_{so}	0,05 m ² jam°C/kcal
Bagian dalam	R_{si} biasa	0,125* "

*Kebalikan r_s dinamai koefisien transmisi permukaan α

α dapat dipecahi menjadi bagian kalor radiasi dan kalor konveksi
Koefisien kalor radiasi adalah 4,4 dan koefisien kalor konveksi adalah 5,5 untuk bidang horisontal, 1,5 untuk bagian yang menghadap ke bawah dan 3,5 untuk yang tegak lurus. Jika tak diperlukan ketelitian khusus, dapat diambil 8 (yaitu 4,5 untuk radiasi dan 3,5 untuk konveksi), sehingga R_{si} sama dengan 0,125.

Tabel 3.11 Tahanan perpindahan kalor dari lapisan udara R_a .

	Keterangan		R_a (20°C)	Diukur oleh
Dipasang di lapangan*	Tanpa lapisan penutup	Tebal lapisan 1 cm	0,077	a)
		lebih dari 2 cm	0,087	a)
	Menggunakan kertas aluminium	Tebal lapisan 1 cm	0,224	a)
		lebih dari 2 cm	0,267	a)
Dipasang di pabrik (rapat udara sempurna)	Tanpa lapisan penutup	Tebal lapisan 1 cm	0,145	b)
		2 cm	0,167	b)
		5 cm	0,167	b)
	Menggunakan kertas aluminium	Tebal lapisan 1 cm	0,28	c)
		2 cm	0,42	d)
		5 cm	0,57	d)

Catatan: *Jika lapisan tidak tertutup rapat, kapasitasnya berkurang

- a) Mr. Saito b) The Japan Society of Mechanical Engineers
c) Mr. Kanekichi Shiba d) Architectural Institute of Jap.

$$R_1 = r_1 \times \text{tebal} \quad (3.23)$$

Tahanan dari lapisan pertama

$$R = R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_a \quad (3.23a)$$

Tahanan dari dinding

Contoh soal: Tentukan koefisien perpindahan kalor dari suatu dinding beton dengan tebal 20 cm.

Jawab: Dari Tabel 3.10 dapat diketahui tahanan perpindahan kalor dari permukaan dinding luar dan permukaan dinding dalam, berturut-turut adalah

$$R_{so} = 0,05 \text{ dan } R_{si} = 0,125 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$$

Sedangkan dari Tabel 3.12 dapat diketahui $r = 0,714 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$, sehingga tahanan perpindahan kalor dari dinding adalah

Tabel 3.12 Tahanan kalor dan kapasitas kalor dari bahan bangunan. (Architectural Institute of Japan)

Nama	Tahanan konduksi kalor ($\text{m}^2 \text{ jam/kcal}$)		Tahanan konduktivitas kalor ($\text{m jam}^\circ\text{C/kcal}$)	Kapasitas kalor ($\text{kcal/m}^3^\circ\text{C}$)
	Tebal	R		
Tembaga		—	0,0030	819
Aluminium		—	0,0049	567
Besi		—	0,0242	821
Marmer		—	0,741	561
Tanah		—	1,9	378
Air		—	1,92	997
Beton (biasa)		—	0,714	481
Beton (ringan)		—	2,22	447
Beton (sinder)		—	1,45	427
Adukan semen		—	1,07	551
Plester (adukan kapur)		—	1,9	485
Kayu		—	7,35	247
Papan plester		—	5,46	204
Papan parit		—	5,75	196
Papan asbestos semen	6 mm	0,0055	—	302
Papan flexibel		—	1,89	311
Papan semen serbuk kayu	25 mm	0,20	—	147
Genteng		—	0,91	624
Batu bata	210 mm	0,400	—	332
Kaca	3 mm	0,0045	—	483
Aspal		—	1,6	491
Papan serabut lunak		—	19,8	110
Papan serabut keras		—	6,80	476
Rock wool (67 kg/m^3)		—	18,4	13,4
Wol gelas (20 kg/m^3)		—	26,5	4,0
Busa polyethylene (31 kg/m^3)		—	39,1	?
Busa polyurethane keras (29 kg/m^3)		—	46,7	?
Gabus dengan karbon (165 kg/m^3)		—	21,5	66
Batu apung (1,2–20 mm)		—	11	132
Wol		—	10	52
Udara (20°C)		—	45,5	0,289

$$R = r \times (\text{tebal dinding})$$

$$= 0,714 \times 0,2 - 0 = 0,143 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}.$$

Jadi, tahanan perpindahan total dari dinding adalah

$$R_T = 0,050 + 0,125 + 0,143 = 0,318 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal} \quad (3.24)$$

sehingga

$$K = \frac{1}{0,318} = 3,15 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C} \quad (3.24a)$$

Dalam perhitungan ini hendaknya dilakukan dengan besaran tiga bilangan desimal.

Contoh soal: Tentukan tahanan perpindahan kalor dari dinding tersebut pada Gbr. 3.11 dengan lapisan kayu setebal 1 cm, tebal lapisan udara 4 cm, lapisan beton setebal 20 cm dan adukan semen setebal 2 cm.

Jawab : Dari tebal 3.10 dapat diketahui

$$R_{so} = 0,05 \text{ dan } R_{si} = 0,125 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$$

Dari tebal 3.12 diketahui (untuk dinding kayu) $r = 7,35 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$ sehingga tahanan perpindahan kalor dari dinding kayu

$$R = 7,35 \times 0,010 = 0,0735 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}.$$

Sedangkan dari Tabel 3.11 dapat diketahui tahanan perpindahan kalor dari ruang udara,

$$R_a = 0,087 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$$

Dari Tabel 3.12 dapat diketahui tahanan dari dinding beton dan dinding adukan semen, berturut-turut adalah,

$$r_{\text{beton}} = 7,14 \text{ dan } r_{\text{adukan beton}} = 1,07 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$$

atau

$$R_{\text{beton}} = 0,714 \times 0,2 = 0,143 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$$

dan

$$R_{\text{adukan semen}} = 1,07 \times 0,02 = 0,021 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$$

sehingga tahanan perpindahan'kalor total,

$$R_T = 0,050 + 0,125 + 0,0735 + 0,087 + 0,143 + 0,021 = 0,50 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal} \quad (3.25)$$

Catatan: Dalam buku ini dipergunakan simbol R untuk menyatakan tahanan perpindahan kalor. Dalam beberapa buku edisi Amerika dan Jerman pada umumnya dipakai simbol-simbol tersebut di bawah ini.

Parameter	Simbol yang dipakai		
	Dalam buku ini	di USA	di Jerman
Koefisien perpindahan kalor (total)	$\frac{1}{R_T}$	U	K
Konduktansi termal	$\frac{1}{R}$	C	Λ
Konduktivitas termal	$\frac{1}{r}$	k	λ
Konduktansi termal dari lapisan permukaan bidang	$\frac{1}{R_s}$	f	α

(3.26)

⑰ Selisih temperatur ekivalen ("Equivalent temperature difference", ETD_{matah}) dari radiasi matahari pada dinding atau atap tebal. Tabel 3.13 menunjukkan sebuah contoh dari perbedaan temperatur ekivalen (ETD_{matah}) dari radiasi matahari pada sebuah dinding atau atap. Oleh karena perpindahan kalor yang terjadi melalui dinding (atau atap) dengan kapasitas termal yang tinggi berlangsung lambat, maka sangatlah sukar untuk memperoleh hasil perhitungan yang tepat mengenai perpindahan kalor melalui dinding yang terdiri dari beberapa macam kapasitas termal. Seperti telah diterangkan di atas, besarnya pemasukan kalor melalui dinding tipis, misalnya melalui kaca jendela, adalah

(Selisih temperatur antara bagian luar dan bagian dalam ⑫) $\times$ (koefisien perpindahan kalor ⑪)

Maka dengan cara yang sama, pemasukan kalor melalui dinding atau atap tebal (misalnya dinding beton setebal 20 cm dan dinding bata seperti tersebut pada Tabel 3.8) dapat dihitung dengan cara tersebut di bawah ini.

Tambahan kalor melalui dinding tebal = (Selisih temperatur ekivalen ETD_{matah} ⑰, ⑱) $\times$ (koefisien perpindahan kalor ⑯) (3.27)

Rumus tersebut mula-mula dipakai oleh Mackey Wright¹⁾ dalam perhitungan pemasukan kalor. Ada dua macam perbedaan temperatur ekivalen, yaitu: perbedaan temperatur ekivalen untuk radiasi matahari ETD_{matah} ⑰, dan perbedaan temperatur ekivalen untuk udara ETD_{udara} ⑱. Kedua perbedaan temperatur ekivalen tersebut berbeda satu sama lain, tergantung dari jenis dinding dan lokasinya. Namun, perbedaan temperatur ekivalen dari beberapa dinding, di beberapa lokasi tertentu, dapat dihitung dengan menjumlahkan kedua faktor tersebut (ETD_{matah} dan ETD_{udara}).

Contoh soal: Tentukan banyaknya pemasukan panas dari dinding beton, tebal 20 cm dan dilapisi glass wool setebal 5 cm, pada suatu waktu dan tempat tertentu, apabila kapasitas termalnya per 1 m^2 adalah $96 \text{ kcal/m}^2\text{C}$ dan $ETD_{\text{matah}} = 7,6^\circ\text{C}$.

Jawab: Seperti terlihat pada Tabel 3.8, dinding beton setebal 20 cm memiliki kapasitas termal 96, sehingga kapasitas termal dari lapisan glass wool setebal 5 cm dapat diabaikan. Selanjutnya, koefisien perpindahan kalor dari dinding beton adalah

Tabel 3.13 Radiasi matahari yang bersangkutan dengan selisih temperatur ETD. (Faktor absorpsi permukaan 0,9 terhadap radiasi matahari pada Tabel 3.4.)

1) Garis lintang Utara 0°

a. Summer solstice

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ³ °C) = aktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96
1	0,0	0,5	2,5	5,4	0,0	0,3	1,4	3,0	0,0	0,1	0,7	1,8
2	0,0	0,3	1,9	4,4	0,0	0,2	1,0	2,4	0,0	0,0	0,5	1,4
3	0,0	0,2	1,4	3,6	0,0	0,1	0,8	2,0	0,0	0,0	0,4	1,2
4	0,0	0,1	1,0	3,0	0,0	0,0	0,6	1,6	0,0	0,0	0,3	1,0
5	0,0	0,0	0,8	2,4	0,0	0,0	0,4	1,3	0,0	0,0	0,2	0,8
6	0,0	0,0	0,6	2,0	0,0	0,0	0,3	1,1	0,0	0,0	0,1	0,6
7	1,3	0,4	0,4	1,6	1,2	0,3	0,2	0,9	2,1	0,5	0,2	0,6
8	5,8	2,3	1,1	1,6	4,6	1,9	0,8	0,9	8,3	3,4	1,3	0,8
9	12,6	6,4	3,2	2,3	8,4	4,6	2,4	1,5	14,8	8,2	4,1	2,0
10	20,0	11,9	6,7	4,0	11,3	7,4	4,4	2,7	18,1	12,4	7,7	4,2
11	26,2	17,7	11,2	6,8	13,1	9,7	6,6	4,2	18,0	14,8	10,6	6,7
12	30,4	22,9	15,8	10,2	14,1	11,5	8,5	5,8	15,3	15,1	12,3	8,7
13	31,9	26,6	20,0	13,8	14,5	12,7	10,0	7,3	11,2	13,5	12,5	10,0
14	30,6	28,3	23,1	17,0	14,3	13,4	11,2	8,6	6,9	10,8	11,5	10,2
15	26,5	27,7	24,6	19,5	13,4	13,4	11,9	9,6	4,1	7,9	9,7	9,7
16	20,3	24,8	24,3	20,8	11,7	12,7	12,1	10,3	3,0	5,9	8,0	8,8
17	12,8	19,9	22,2	20,8	8,4	11,1	11,6	10,6	2,3	4,5	6,6	7,7
18	6,0	14,2	18,6	19,5	4,3	8,4	10,2	10,2	1,3	3,3	5,4	6,7
19	2,1	9,1	14,5	17,2	1,5	5,4	8,1	9,3	0,4	2,1	4,2	5,8
20	0,7	5,7	10,9	14,5	0,5	3,4	6,1	7,9	0,1	1,3	3,1	4,8
21	0,2	3,5	8,2	12,0	0,1	2,1	4,6	6,6	0,0	0,8	2,3	4,0
22	0,0	2,2	6,1	9,9	0,0	1,3	3,4	5,4	0,0	0,5	1,7	3,3
23	0,0	1,4	4,6	8,1	0,0	0,8	2,5	4,4	0,0	0,3	1,3	2,7
24	0,0	0,8	3,4	6,6	0,0	0,5	1,9	3,6	0,0	0,2	1,0	2,2

°C

1) Garis lintang Utara 0°

a. Summer solstice (lanjutan)

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ³ °C) = aktu matahari	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96
1	0,0	0,1	0,5	1,3	0,0	0,0	0,3	0,8	0,0	0,0	0,3	0,6
2	0,0	0,0	0,4	1,1	0,0	0,0	0,2	0,6	0,0	0,0	0,2	0,5
3	0,0	0,0	0,3	0,9	0,0	0,0	0,2	0,5	0,0	0,0	0,1	0,4
4	0,0	0,0	0,2	0,7	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,1	0,3
5	0,0	0,0	0,1	0,6	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,1	0,3
6	0,0	0,0	0,1	0,5	0,0	0,0	0,0	0,3	0,0	0,0	0,0	0,2
7	2,0	0,5	0,1	0,4	1,0	0,3	0,1	0,2	0,4	0,1	0,0	0,2
8	7,9	3,3	1,2	0,7	3,7	1,6	0,6	0,4	1,4	0,6	0,3	0,2
9	13,8	7,7	3,9	1,9	5,8	3,4	1,8	0,9	2,0	1,2	0,7	0,4
10	15,8	11,3	7,1	3,9	5,6	4,5	3,0	1,7	2,4	1,7	1,1	0,7
11	13,9	12,5	9,3	6,0	4,2	4,3	3,5	2,5	2,7	2,1	1,5	1,0
12	9,1	11,2	10,0	7,5	3,3	3,8	3,5	2,8	2,8	2,4	1,8	1,3
13	5,0	8,5	9,0	7,9	3,0	3,5	3,4	2,9	2,8	2,6	2,1	1,6
14	3,6	6,4	7,6	7,4	2,9	3,2	3,2	2,9	2,8	2,7	2,3	1,8
15	3,0	5,0	6,4	6,7	2,7	3,0	3,1	2,9	2,7	2,7	2,4	2,0
16	2,6	4,1	5,4	6,1	2,5	2,8	3,0	2,9	2,5	2,6	2,5	2,1
17	2,2	3,3	4,7	5,4	2,1	2,6	2,8	2,8	2,1	2,4	2,4	2,2

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
18	1,3	2,6	3,9	4,8	1,3	2,1	2,6	2,7	1,3	2,0	2,3	2,2
19	0,4	1,7	3,1	4,2	0,4	1,4	2,1	2,5	0,4	1,3	1,9	2,0
20	0,1	1,0	2,3	3,5	0,1	0,8	1,6	2,1	0,1	0,8	1,4	1,8
21	0,0	0,6	1,7	2,9	0,0	0,5	1,2	1,7	0,0	0,5	1,0	1,5
22	0,0	0,2	1,3	2,4	0,0	0,3	0,9	1,4	0,0	0,3	0,8	1,2
23	0,0	0,2	1,0	2,0	0,0	0,2	0,6	1,2	0,0	0,2	0,6	1,0
24	0,0	0,1	0,7	1,6	0,0	0,1	0,5	0,9	0,0	0,1	0,4	0,8

°C

(1) Garis lintang Utara 0°

a. Summer solstice (lanjutan)

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Barat Daya				Barat				Barat Laut			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,1	0,6	1,2	0,0	0,4	1,5	2,8	0,0	0,4	1,8	3,5
2	0,0	0,1	0,4	1,0	0,0	0,2	1,1	2,3	0,0	0,3	1,4	2,8
3	0,0	0,0	0,3	0,8	0,0	0,1	0,8	1,9	0,0	0,1	1,0	2,3
4	0,0	0,0	0,2	0,6	0,0	0,1	0,6	1,5	0,0	0,1	0,7	1,9
5	0,0	0,0	0,2	0,5	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,0	0,5	1,5
6	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,3	1,0	0,0	0,0	0,4	1,2
7	0,4	0,1	0,1	0,3	0,4	0,1	0,2	0,8	0,4	0,1	0,3	1,0
8	1,4	0,6	0,3	0,3	1,4	0,6	0,4	0,7	1,4	0,6	0,5	0,9
9	2,0	1,2	0,7	0,5	2,0	1,2	0,8	0,8	2,0	1,2	0,8	1,0
10	2,4	1,7	1,1	0,8	2,4	1,7	1,2	1,0	2,4	1,7	1,2	1,2
11	2,7	2,1	1,5	1,1	2,7	2,1	1,6	1,3	3,7	2,4	1,6	1,4
12	2,8	2,4	1,8	1,4	2,8	2,4	1,9	1,5	6,9	4,1	2,5	1,8
13	2,8	2,6	2,1	1,6	4,9	3,1	2,2	1,8	11,2	6,9	4,2	2,7
14	3,2	2,8	2,3	1,8	9,8	5,7	3,5	2,3	15,4	10,4	6,7	4,2
15	4,6	3,4	2,6	2,1	14,3	9,3	5,8	3,6	18,3	13,6	9,5	6,1
16	6,1	4,5	3,4	2,5	16,1	12,3	8,5	5,4	18,5	15,8	12,0	8,2
17	5,7	5,2	4,2	3,1	13,2	13,0	10,8	7,3	14,4	15,5	13,4	10,1
18	3,2	4,5	4,3	3,6	7,0	10,6	10,4	8,4	7,5	12,3	12,8	10,9
19	1,1	3,0	3,6	3,6	2,4	7,0	8,6	8,3	2,6	8,0	10,4	10,5
20	0,3	1,8	2,8	3,2	0,8	4,4	6,6	7,3	0,9	5,0	7,9	9,1
21	0,1	1,1	2,1	2,7	0,3	2,7	4,9	6,2	0,3	3,1	5,9	7,6
22	0,0	0,7	1,5	2,2	0,1	1,7	3,7	5,1	0,1	1,9	4,4	6,3
23	0,0	0,4	1,1	1,8	0,0	1,0	2,7	4,2	0,0	1,2	3,3	5,2
24	0,0	0,2	0,8	1,5	0,0	0,6	2,0	3,4	0,0	0,7	2,5	4,2

°C

(1) Garis lintang Utara 0°

b. Vernal equinox atau Autanal equinox

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,6	2,9	6,1	0,0	0,0	0,3	0,7	0,0	0,1	0,5	1,2
2	0,0	0,3	2,1	5,0	0,0	0,0	0,2	0,5	0,0	0,0	0,4	1,0
3	0,0	0,2	1,6	4,1	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,3	0,8
4	0,0	0,1	1,2	3,3	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,2	0,6
5	0,0	0,0	0,9	2,7	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,1	0,5
6	0,0	0,0	0,6	2,2	0,0	0,0	0,0	0,2	0,0	0,0	0,1	0,4
7	1,5	0,4	0,5	1,9	0,5	0,1	0,0	0,2	2,0	0,5	0,1	0,4

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) *aktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96
8	6,6	2,7	1,3	1,8	1,4	0,6	0,3	0,2	7,2	3,0	1,1	0,6
9	14,4	7,3	3,6	2,6	2,1	1,3	0,7	0,4	12,0	6,8	3,5	1,7
10	22,6	13,5	7,6	4,6	2,5	1,8	1,2	0,7	13,5	9,7	6,2	3,5
11	29,5	20,0	12,6	7,7	2,8	2,2	1,6	1,0	11,9	10,8	8,1	5,2
12	34,1	25,8	17,8	11,5	2,9	2,5	1,9	1,3	8,0	9,7	8,6	6,5
13	35,8	29,9	22,5	15,5	2,9	2,6	2,2	1,6	4,7	7,5	7,8	6,8
14	34,3	31,8	25,9	19,1	2,9	2,8	2,4	1,9	3,5	5,8	6,7	6,5
15	29,8	31,1	27,6	21,9	2,8	2,8	2,5	2,1	3,0	4,7	5,8	6,0
16	22,9	27,9	27,3	23,4	2,6	2,7	2,5	2,2	2,7	3,9	5,0	5,4
17	14,5	22,5	25,0	23,4	2,2	2,5	2,5	2,3	2,3	3,3	4,4	4,0
18	6,8	16,1	21,0	21,9	1,3	2,1	2,4	2,3	1,3	2,6	3,7	4,5
19	2,4	10,3	16,4	19,4	0,4	1,4	1,9	2,1	0,4	1,7	3,0	3,9
20	0,8	6,4	12,3	16,3	0,1	0,8	1,5	1,8	0,1	1,0	2,2	3,3
21	0,2	4,0	9,2	13,5	0,0	0,5	1,1	1,5	0,0	0,6	1,7	2,7
22	0,1	2,5	6,9	11,1	0,0	0,3	0,8	1,2	0,0	0,4	1,2	2,2
23	0,0	1,5	5,2	9,1	0,0	0,2	0,6	1,0	0,0	0,2	0,9	1,8
24	0,0	0,9	3,8	7,5	0,0	0,1	0,4	0,8	0,0	0,1	0,7	1,5

°C

1) Garis lintang utara 0°

b. Vernal equinox atau Autanal equinox (lanjutan)

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) *aktu matahari	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96	Sampai 24	48	Lebih dari 72	96
1	0,0	0,1	0,6	1,4	0,0	0,1	0,5	1,2	0,0	0,0	0,3	0,7
2	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,0	0,4	1,0	0,0	0,0	0,2	0,5
3	0,0	0,0	0,3	1,0	0,0	0,0	0,3	0,8	0,0	0,0	0,1	0,4
4	0,0	0,0	0,2	0,8	0,0	0,0	0,2	0,6	0,0	0,0	0,1	0,3
5	0,0	0,0	0,1	0,6	0,0	0,0	0,1	0,5	0,0	0,0	0,1	0,3
6	0,0	0,0	0,1	0,5	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,0	0,2
7	2,6	0,7	0,1	0,5	2,0	0,5	0,1	0,4	0,5	0,1	0,0	0,2
8	9,6	4,0	1,5	0,8	7,2	3,0	1,1	0,6	1,4	0,6	0,3	0,2
9	16,1	9,1	4,7	2,2	12,0	6,8	3,5	1,7	2,1	1,3	0,7	0,4
10	18,1	13,1	8,3	4,6	13,5	9,7	6,2	3,5	2,5	1,8	1,2	0,7
11	15,7	14,3	10,8	7,0	11,9	10,8	8,1	5,2	2,8	2,2	1,6	1,0
12	10,2	12,7	11,4	8,6	8,0	9,7	8,6	6,5	2,9	2,5	1,9	1,3
13	5,5	9,5	10,2	9,0	4,7	7,5	7,8	6,8	2,9	2,6	2,2	1,6
14	3,8	7,0	8,5	8,5	3,5	5,8	6,7	6,5	2,9	2,8	2,4	1,9
15	3,1	5,5	7,1	7,6	3,0	4,7	5,8	6,0	2,8	2,8	2,5	2,1
16	2,7	4,4	6,0	6,8	2,7	3,9	5,0	5,4	2,6	2,7	2,5	2,2
17	2,3	3,6	5,1	6,1	2,3	3,3	4,4	4,9	2,2	2,5	2,5	2,3
18	1,4	2,8	4,3	5,4	1,3	2,6	3,7	4,5	1,3	2,1	2,4	2,3
19	0,4	1,8	3,4	4,7	0,4	1,7	3,0	3,9	0,4	1,4	1,9	2,1
20	0,1	1,1	2,6	3,9	0,1	1,0	2,2	3,3	0,1	0,8	1,5	1,8
21	0,0	0,7	1,9	3,2	0,0	0,6	1,7	2,7	0,0	0,5	1,1	1,5
22	0,0	0,4	1,4	2,7	0,0	0,4	1,2	2,2	0,0	0,3	0,8	1,2
23	0,0	0,2	1,0	2,2	0,0	0,2	0,9	1,8	0,0	0,2	0,6	0,8
24	0,0	0,1	0,8	1,8	0,0	0,1	0,7	1,5	0,0	0,1	0,4	0,8

°C

(1) Garis lintang Utara 0°

b. Vernal equinox atau Autanal equinox (lanjutan)

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Barat Daya SW				Barat W				Barat Laut NW			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	78	96	24	48	72	96
1	0,0	0,3	1,3	2,5	0,0	0,4	1,8	3,2	0,0	0,3	1,3	2,5
2	0,0	0,2	1,0	2,0	0,0	0,3	1,3	2,6	0,0	0,2	1,0	2,0
3	0,0	0,1	0,7	1,6	0,0	0,1	1,0	2,1	0,0	0,1	0,7	1,6
4	0,0	0,0	0,5	1,3	0,0	0,1	0,7	1,8	0,0	0,0	0,5	1,3
5	0,0	0,0	0,4	1,1	0,0	0,0	0,5	1,4	0,0	0,0	0,4	1,1
6	0,0	0,0	0,3	0,9	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,0	0,3	0,9
7	0,5	0,1	0,2	0,7	0,5	0,1	0,3	1,0	0,5	0,1	0,2	0,7
8	1,4	0,7	0,4	0,7	1,4	0,7	0,5	0,9	1,4	0,7	0,4	0,7
9	2,1	1,3	0,8	0,8	2,1	1,3	0,8	0,9	2,1	1,3	0,8	0,8
10	2,5	1,8	1,2	1,0	2,5	1,8	1,3	1,1	2,5	1,8	1,2	1,0
11	2,8	2,2	1,6	1,3	2,8	2,2	1,6	1,4	2,8	2,2	1,6	1,3
12	2,9	2,5	1,9	1,6	2,9	2,5	2,0	1,6	2,9	2,5	1,9	1,6
13	4,6	3,1	2,2	1,8	5,4	3,3	2,3	1,9	4,6	3,1	2,2	1,8
14	8,6	5,2	3,3	2,3	10,9	6,3	3,7	2,5	8,6	5,2	3,3	2,3
15	12,2	8,1	5,3	3,4	16,1	10,4	6,4	3,9	12,2	8,1	5,3	3,4
16	13,8	10,6	7,5	4,9	18,5	13,9	9,5	6,0	13,8	10,6	7,5	4,9
17	11,6	11,3	9,1	6,4	15,5	14,9	11,9	8,2	11,6	11,3	9,1	6,4
18	6,3	9,3	9,1	7,4	8,4	12,4	12,0	9,6	6,3	9,3	9,1	7,4
19	2,2	6,2	7,6	7,3	2,9	8,2	10,0	9,5	2,2	6,2	7,6	7,3
20	0,7	3,9	5,8	6,5	1,0	5,1	7,6	8,4	0,7	3,9	5,8	6,5
21	0,2	2,4	4,3	5,4	0,3	3,2	5,7	7,1	0,2	2,4	4,3	5,4
22	0,0	1,5	3,2	4,5	0,1	2,0	4,3	5,9	0,0	1,5	3,2	4,5
23	0,0	0,9	2,4	3,7	0,0	1,2	3,2	4,8	0,0	0,9	2,4	3,7
24	0,0	0,5	1,8	3,0	0,0	0,7	2,4	3,9	0,0	0,5	1,8	3,0

°C

(2) Garis lintang Utara 25°

a. Summer solstice

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C) Waktu matahari	Atap H				Utara N				Timur Laut NE			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,7	3,4	7,0	0,0	0,2	0,8	1,5	0,0	0,1	0,6	1,4
2	0,0	0,5	2,5	5,7	0,0	0,1	0,6	1,2	0,0	0,0	0,4	1,2
3	0,0	0,3	1,9	4,7	0,0	0,0	0,4	1,0	0,0	0,0	0,3	1,0
4	0,0	0,1	1,4	3,8	0,0	0,0	0,3	0,8	0,0	0,0	0,2	0,8
5	0,0	0,1	1,0	3,1	0,0	0,0	0,2	0,6	0,0	0,0	0,2	0,6
6	0,8	0,3	0,8	2,6	0,6	0,1	0,2	0,5	1,0	0,3	0,1	0,5
7	4,1	1,6	1,1	2,3	2,6	1,0	0,5	0,5	5,6	2,1	0,7	0,6
8	10,2	4,9	2,6	2,6	4,7	2,6	1,4	0,9	11,8	6,1	2,9	1,4
9	17,6	10,0	5,6	3,8	5,3	3,8	2,5	1,5	15,2	10,0	6,0	3,2
10	24,8	16,0	9,8	6,2	4,7	4,2	3,2	2,2	15,0	12,2	8,6	5,3
11	30,7	22,0	14,6	9,5	3,8	4,0	3,5	2,7	12,1	12,3	10,0	7,0
12	34,6	27,1	19,5	13,2	3,3	3,7	3,4	2,9	7,9	10,5	10,0	8,0
13	36,0	30,8	23,8	17,0	3,1	3,4	3,3	3,0	4,7	7,9	8,8	8,1
14	34,8	32,5	27,0	20,4	3,2	3,3	3,2	3,0	3,5	6,1	7,4	7,5
15	31,1	32,0	28,6	23,0	3,9	3,5	3,3	3,0	3,1	4,9	6,3	6,8
16	25,2	29,4	28,5	24,5	5,0	4,1	3,6	3,2	2,8	4,0	5,4	6,1
17	17,9	24,8	26,6	24,7	5,6	4,8	4,1	3,5	2,4	3,4	4,7	5,5
18	10,4	19,0	23,2	23,6	4,5	4,8	4,5	3,8	1,9	2,9	4,1	5,0
19	4,6	13,0	18,9	21,4	2,3	3,8	4,2	4,0	1,1	2,2	3,4	4,4
20	1,6	8,3	14,5	18,4	0,8	2,5	3,4	3,7	0,3	1,4	2,7	3,8
21	0,5	5,2	10,9	15,4	0,2	1,5	2,6	3,2	0,1	0,9	2,0	3,2
22	0,1	3,2	8,2	12,7	0,0	0,9	1,9	2,7	0,0	0,5	1,5	2,6
23	0,0	2,0	6,1	10,4	0,0	0,6	1,4	2,2	0,0	0,3	1,1	2,2
24	0,0	1,2	4,5	8,6	0,0	0,3	1,1	1,8	0,0	0,2	0,8	1,8

°C

2) **Garis lintang Utara 25°**

a. Summer solstice (lanjutan)

[illegible]

➤ **Garis lintang Utara 25°**

a. Summer solstice (lanjutan)

[illegible]

(2) Garis lintang Utara 25°

b. Vernal equinox atau Autanal equinox

Azimut	Atap H				Utara N				Timur laut NE			
	Sampai				Sampai				Sampai			
Kapasitas panas per 1 m ² (kcal/m ² °C)	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
Waktu matahari												
1	0,0	0,5	2,5	5,3	0,0	0,0	0,3	0,6	0,0	0,0	0,4	0,9
2	0,0	0,3	1,9	4,4	0,0	0,0	0,2	0,5	0,0	0,0	0,3	0,7
3	0,0	0,2	1,4	3,6	0,0	0,0	0,1	0,4	0,0	0,0	0,2	0,6
4	0,0	0,1	1,0	2,9	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,1	0,4
5	0,0	0,0	0,7	2,4	0,0	0,0	0,1	0,3	0,0	0,0	0,1	0,4
6	0,0	0,0	0,5	1,9	0,0	0,0	0,0	0,2	0,0	0,0	0,0	0,3
7	1,3	0,4	0,4	1,6	0,4	0,1	0,0	0,2	1,5	0,4	0,1	0,3
8	5,7	2,3	1,1	1,6	1,3	0,6	0,2	0,2	5,3	2,3	0,9	0,5
9	12,5	6,3	3,1	2,2	2,0	1,2	0,6	0,4	8,2	4,9	2,6	1,2
10	19,7	11,7	6,6	4,0	2,4	1,7	1,1	0,7	7,8	6,3	4,3	2,4
11	25,8	17,4	11,0	6,7	2,7	2,1	1,5	1,0	5,4	5,9	4,9	3,4
12	29,9	22,5	15,6	10,0	2,8	2,4	1,8	1,3	3,8	4,9	4,7	3,8
13	31,4	26,2	19,7	13,6	2,8	2,5	2,1	1,6	3,2	4,1	4,3	3,9
14	30,1	27,8	22,7	16,7	2,8	2,7	2,3	1,8	2,9	3,7	3,9	3,7
15	26,1	27,2	24,2	19,2	2,7	2,7	2,4	2,0	2,8	3,3	3,6	3,6
16	20,0	24,4	23,9	20,5	2,5	2,6	2,5	2,1	2,5	3,0	3,4	3,4
17	12,6	19,6	21,8	20,5	2,1	2,4	2,4	2,2	2,1	2,7	3,1	3,3
18	5,9	14,0	18,3	19,2	1,2	2,0	2,2	2,2	1,2	2,1	2,8	3,1
19	2,0	9,0	14,3	16,9	0,4	1,3	1,8	2,0	0,4	1,4	2,2	2,8
20	0,7	5,6	10,8	14,2	0,1	0,8	1,4	1,7	0,1	0,9	1,7	2,3
21	0,2	3,5	8,1	11,8	0,0	0,5	1,0	1,4	0,0	0,5	1,2	1,9
22	0,0	2,2	6,0	9,7	0,0	0,3	0,8	1,2	0,0	0,3	0,9	1,6
23	0,0	1,3	4,5	8,0	0,0	0,2	0,6	1,0	0,0	0,2	0,7	1,3
24	0,0	0,8	3,3	6,5	0,0	0,1	0,4	0,8	0,0	0,1	0,5	1,1

°C

(2) Garis lintang Utara 25°

b. Vernal equinox atau Autanal equinox (lanjutan)

Azimut	Timur E				Tenggara SE				Selatan S			
	Sampai				Sampai				Sampai			
Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ² °C)	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
Waktu matahari												
1	0,0	0,1	0,5	1,3	0,0	0,1	0,7	1,7	0,0	0,2	1,2	2,5
2	0,0	0,0	0,4	1,1	0,0	0,0	0,5	1,4	0,0	0,1	0,9	2,0
3	0,0	0,0	0,3	0,9	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,1	0,6	1,7
4	0,0	0,0	0,2	0,7	0,0	0,0	0,3	0,9	0,0	0,0	0,5	1,4
5	0,0	0,0	0,1	0,6	0,0	0,0	0,2	0,8	0,0	0,0	0,3	1,1
6	0,0	0,0	0,1	0,5	0,0	0,0	0,1	0,6	0,0	0,0	0,2	0,9
7	2,2	0,6	0,1	0,4	1,8	0,5	0,1	0,5	0,6	0,1	0,2	0,7
8	8,4	3,5	1,3	0,7	7,3	3,0	1,1	0,8	2,7	1,1	0,5	0,7
9	14,7	8,2	4,2	2,0	13,7	7,4	3,7	1,8	5,9	3,0	1,5	1,1
10	16,8	12,0	7,5	4,1	17,4	11,7	7,1	3,8	9,3	5,5	3,1	1,9
11	14,8	13,3	9,9	6,4	17,9	14,3	10,0	6,2	12,2	8,2	5,2	3,2
12	9,7	11,9	10,6	7,9	15,6	14,9	11,9	8,3	14,1	10,6	7,3	4,7
13	5,2	8,9	9,5	8,4	11,3	13,5	12,4	9,7	14,8	12,3	9,3	6,4
14	3,7	6,6	8,0	7,9	6,9	10,7	11,4	10,1	14,2	13,1	10,7	7,9
15	3,0	5,2	6,7	7,1	4,1	7,9	9,6	9,6	12,3	12,8	11,4	9,0
16	2,6	4,2	5,7	6,4	3,0	5,9	7,9	8,6	9,4	11,5	11,2	9,6
17	2,1	3,4	4,8	5,7	2,3	4,5	6,5	7,6	6,0	9,3	10,3	9,6
18	1,2	2,6	4,1	5,0	1,3	3,3	5,3	6,6	2,8	6,6	8,6	9,0
19	0,4	1,7	3,2	4,4	0,4	2,1	4,1	5,7	1,0	4,2	6,7	8,0
20	0,1	1,0	2,4	3,7	0,1	1,3	3,1	4,8	0,3	2,6	5,1	6,7
21	0,0	0,6	1,8	3,0	0,0	0,8	2,3	3,9	0,1	1,6	3,8	5,6
22	0,0	0,4	1,3	2,5	0,0	0,5	1,7	3,2	0,0	1,0	2,8	4,6
23	0,0	0,2	1,0	2,0	0,0	0,3	1,3	2,6	0,0	0,6	2,1	3,7
24	0,0	0,1	0,7	1,7	0,0	0,2	0,9	2,1	0,0	0,4	1,6	3,1

°C

2) Garis lintang Utara 25°

b. Vernal equinox atau Autanal equinox (lanjutan)

Azimut Kapasitas kalor per 1 m ² (kcal/m ³ °C) Waktu matahari	Barat Daya SW				Barat W				Barat Laut NW			
	Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari		Sampai		Lebih dari	
	24	48	72	96	24	48	72	96	24	48	72	96
1	0,0	0,4	1,7	2,3	0,0	0,4	1,6	3,0	0,0	0,2	0,8	1,6
2	0,0	0,2	1,3	2,7	0,0	0,2	1,2	2,4	0,0	0,1	0,6	1,3
3	0,0	0,1	0,9	2,2	0,0	0,1	0,9	2,0	0,0	0,0	0,4	1,0
4	0,0	0,1	0,7	1,8	0,0	0,1	0,6	1,6	0,0	0,0	0,3	0,8
5	0,0	0,0	0,5	1,5	0,0	0,0	0,5	1,3	0,0	0,0	0,2	0,7
6	0,0	0,0	0,4	1,2	0,0	0,0	0,3	1,1	0,0	0,0	0,2	0,5
7	0,4	0,1	0,3	1,0	0,4	0,1	0,3	0,9	0,4	0,1	0,1	0,4
8	1,3	0,6	0,4	0,9	1,3	0,6	0,4	0,8	1,3	0,6	0,3	0,4
9	2,0	1,2	0,8	0,9	2,0	1,2	0,8	0,9	2,0	1,2	0,7	0,6
10	2,4	1,7	1,2	1,1	2,4	1,7	1,2	1,1	2,4	1,7	1,1	0,8
11	3,6	2,3	1,6	1,4	2,7	2,1	1,5	1,3	2,7	2,1	1,5	1,1
12	6,9	4,0	2,4	1,8	2,8	2,4	1,9	1,5	2,8	2,4	1,8	1,4
13	11,5	7,0	4,2	2,6	5,1	3,2	2,2	1,8	2,8	2,5	2,1	1,6
14	15,7	10,6	6,8	4,2	10,4	6,0	3,6	2,4	3,6	2,9	2,3	1,9
15	18,1	13,7	9,6	6,2	15,2	9,8	6,1	3,7	6,0	4,0	2,9	2,2
16	17,7	15,5	12,0	8,3	17,1	13,0	9,0	5,7	8,4	5,9	4,1	2,8
17	13,3	14,8	13,1	9,9	14,1	13,8	11,1	7,7	8,0	7,0	5,4	3,7
18	6,7	11,5	12,2	10,6	7,4	11,3	11,0	8,9	4,5	6,1	5,7	4,5
19	2,3	7,5	9,9	10,1	2,6	7,4	9,1	8,8	1,5	4,1	4,9	4,6
20	0,8	4,7	7,5	8,7	0,9	4,6	7,0	7,7	0,5	2,5	3,7	4,1
21	0,2	2,9	5,6	7,3	0,3	2,9	5,2	6,5	0,1	1,6	2,8	3,5
22	0,1	1,8	4,2	6,0	0,1	1,8	3,9	5,4	0,0	1,0	2,1	2,9
23	0,0	1,1	3,1	4,9	0,0	1,1	2,9	4,4	0,0	0,6	1,5	2,3
24	0,0	0,7	2,3	4,0	0,0	0,7	2,2	3,6	0,0	0,3	1,1	1,9

3,15 kcal/m² jam °C atau $R = 0,318 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal}$, sehingga tahanan perpindahan kalor dari dinding beton dengan lapisan glass wool tersebut di atas adalah

$$R_T = 0,318 + 26,5 \times 0,05 = 1,643 \text{ m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C/kcal} \quad (3.28)$$

atau

$$K_T = \frac{1}{R_T} = 0,609 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C} \quad (3.28a)$$

Menurut definisi tersebut dalam persamaan (2.27),

$$\text{Tambahan kalor} = 7,6 \times 0,609 = 4,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam } ^\circ\text{C} \quad (3.29)$$

Selanjutnya Tabel 3.13 menunjukkan beberapa harga ETD_{matah} . Untuk kasus tertentu, ETD_{matah} dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.27),

$$ETD = \frac{\text{Perpindahan kalor}}{\text{Koefisien perpindahan kalor}} \quad (3.30)$$

Persamaan (3.30) tersebut dapat dipakai dalam perhitungan ETD dari setiap dinding yang memiliki kapasitas termal yang sama.

Apabila dinding sebuah ruangan dikenai radiasi matahari, maka dinding yang menjadi panas itu akan memanasi udara yang ada di dalam ruangan. Perhitungan perpindahan kalor yang sebaiknya dipakai dalam hal ini dapat dibagi dalam tiga tahap tersebut di bawah ini.

(i) Pernyataan radiasi matahari ke dalam temperatur: Jumlah radiasi matahari yang memanasi dinding dapat dinyatakan ke dalam temperatur ekivalen dari radiasi matahari, $T_{e_{matah}}$, sebagai berikut

$$T_{e_{matah}} = \varepsilon R_{so} J \quad (3.31)$$

di mana,

J = jumlah radiasi matahari (kcal/m² jam)
 R_{so} = tahanan perpindahan kalor dari permukaan luar dinding (0,05 m² jam °C/kcal; lihat Tabel 3.10)
 ε = faktor absorpsi radiasi matahari dari permukaan luar dinding ($\approx 0,9$ atau $0,7$; lihat Tabel 3.14)

Tabel 3.14 Faktor absorpsi radiasi matahari ε dari dinding.*

Warna	Contoh	ε
Gelap	Hitam, aspal	0,9
Sedang	Hijau muda, biru muda, kelabu, permukaan beton	0,7
Terang	Putih, krem	0,5

*Dari the Society of Heating, Air Conditioning & Sanitary Engineers of Japan.

Contoh soal: Tentukan temperatur ekivalen dari sebuah dinding yang dikenai radiasi matahari sebanyak 312 kcal/m² jam.

Jawab: Dari Tabel 3.14 dapat diketahui $\varepsilon = 0,7$, sehingga dengan menggunakan persamaan (3.31)

$$T_{e_{matah}} = 0,7 \times 0,05 \times 312 = 10,9^\circ\text{C} \quad (3.32)$$

Catatan:

Jumlah temperatur ekivalen dari matahari ($T_{e_{matah}}$) dan temperatur udara luar biasanya dinamai "Sol-Air Temperature" (SAT). Misalnya, udara luar bertemperatur 30°C, maka untuk contoh soal di atas, SAT = 30 + 10,9 = 40,9°C

(ii) Tentukan jumlah kalor yang masuk ke dalam ruangan apabila temperatur udara luar naik 1°C, ϕ_1 , dengan mempergunakan rumus tersebut di bawah ini. Respons ϕ_1 yang terjadi sebagai akibat exitasi 1 unit, pada umumnya dinamai "indicial response".

$$\left. \begin{aligned} \phi_1 &= K + a_1 e^{-\alpha_1 t} + a_2 e^{-\alpha_2 t} + a_3 e^{-\alpha_3 t} + \dots \approx K + a_1 e^{-\alpha_1 t} + a_2 e^{-\alpha_2 t} \\ a_1 &= \frac{\alpha_2}{(\alpha_1 - \alpha_2)} K \quad ; \quad a_2 = \frac{\alpha_1}{(\alpha_2 - \alpha_1)} K \\ \alpha_1 &= \frac{\frac{R_{si} + R_{so}}{2} + \frac{R}{6} + \frac{R_{si} \cdot R_{so}}{R}}{C \cdot R \left\{ K \left(\frac{R_{si} + R_{so}}{2} + \frac{R}{6} + \frac{R_{si} \cdot R_{so}}{R} \right)^2 - \left(\frac{R_{si} + R_{so}}{24} + \frac{R}{120} + \frac{R_{si} \cdot R_{so}}{6R} \right) \right\}} \end{aligned} \right\}$$

$$\alpha_2 = \frac{\frac{R_{si} + R_{so}}{2} + \frac{R}{6} + \frac{R_{si} \cdot R_{so}}{R}}{C \cdot R \left(\frac{R_{si} + R_{so}}{24} + \frac{R}{120} + \frac{R_{si} \cdot R_{so}}{6R} \right)} \quad (3.33)$$

di mana,

K = koefisien perpindahan kalor (Lihat ⑬)

R_{si} , R_{so} = berturut-turut adalah tahanan perpindahan kalor dari permukaan dalam dan permukaan luar dinding (Lihat Tabel 3.10)

R = tahanan perpindahan panas dari dinding (Lihat persamaan (3.33); diperoleh dengan mengurangi R_T dengan R_{si} dan R_{so})

C = kapasitas kalor dari dinding per 1 m² (Lihat Tabel 3.8 dan 3.9).

Selanjutnya, dalam pasal 3.9.2 dapat dilihat persamaan (3.33) dalam bentuk yang lebih sederhana.

Contoh soal: Tentukan ϕ_1 dari sebuah dinding beton dengan tebal 20 cm.

Jawab: Dari hasil tersebut pada (3.24) dapat diketahui $R_{so} = 0,05$, $R_{si} = 0,125$, $R = 0,143$, $K = 3,15$, dan dari Tabel 3.12 dapat dihitung $C = 481 \times 0,20 \cong 96$ kcal/m² °C. Maka,

$$\frac{R_{so} + R_{si}}{2} + \frac{R}{6} + \frac{R_{si} \times R_{so}}{R} = 0,1550$$

$$\frac{R_{so} + R_{si}}{24} + \frac{R}{120} + \frac{R_{si} \times R_{so}}{R} = 0,01577$$

$$\alpha_1 = \frac{0,1550}{96 \times 0,143 \times 3,15(0,1550^2 - 0,01577)} = 0,1888$$

$$\alpha_2 = \frac{0,1550}{96 \times 0,143 \times 0,1577} = 0,7160$$

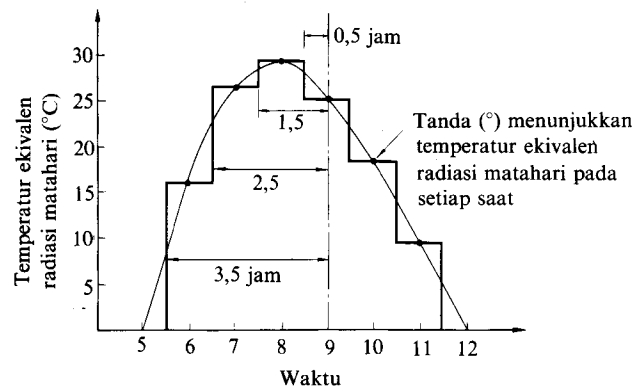
$$a_1 = \frac{0,7160}{0,318 (0,1888 - 0,7160)} = -4,271$$

$$a_2 = \frac{-0,1888}{0,318 (0,1888 - 0,7160)} = +1,126$$

$$\phi_1 = 3,145 - 4,271e^{-0,1888t} + 1,126e^{-0,716t} \quad (3.34)$$

(Periksa: $K + a_1 + a_2 = 0$)

(iii) Misalkan temperatur ekuivalen radiasi matahari dapat dinyatakan secara bertingkat selama satu jam, 30 menit sebelum dan sesudah setiap waktu yang bersang-



Gbr. 3.12 Cara menyatakan temperatur ekuivalen radiasi matahari secara bertingkat.

kutan, seperti terlihat pada Gbr. 3.12. Dalam hal tersebut, temperatur ekuivalen pada pukul 9 A.M. dapat dinyatakan sebagai: temperatur ekuivalen pada pukul 6 A.M. berlangsung selama 3,5 jam, ditambah selisih temperatur antara pukul 6 A.M. dan 7 A.M. berlangsung selama 2,5 jam, ditambah selisih temperatur antara 7 A.M. dan 8 A.M. berlangsung selama 1,5 jam, dikurangi selisih temperatur antara 8 A.M. dan 9 A.M. berlangsung selama 0,5 jam.

Maka banyaknya kalor yang masuk adalah sama dengan jumlah hasil perkalian antara harga ϕ_1 untuk setiap interval waktu t di atas, dan selisih dari temperatur ekuivalen radiasi matahari yang bersangkutan.

Contoh soal: Hitunglah banyaknya tambahan kalor yang masuk dari radiasi matahari melalui dinding beton dengan tebal 20 cm pada pukul 9 A.M., apabila temperatur ekuivalen radiasi matahari adalah seperti tersebut pada Tabel 3.15.

Tabel 3.15 Temperatur ekuivalen radiasi matahari.

Waktu, pukul	Temperatur (°C)
5	0
6	16,1
7	26,1
8	29,1
9	25,1
10	18,4
11	9,7
12	0

Jawab: Gbr. 3.12 menunjukkan variasi bertingkat dari temperatur ekuivalen radiasi matahari, yaitu suatu pernyataan dari Tabel 3.15 dalam bentuk grafik. Sedangkan respons indidial ϕ_1 dari dinding beton tersebut dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.34). Hasil perhitungan ϕ_1 tersebut dapat dilihat pada Tabel 3.16, yaitu untuk setiap interval waktu t yang bersangkutan.

Jadi, banyaknya tambahan kalor yang masuk pada pukul 9 P.M. adalah,

Tabel 3.16 Harga substitusi, t untuk persamaan (3.34).

t	0,5	1,5	2,5	3,5	4,5	—
ϕ_1	0,046	0,312	0,669	1,031	1,364	—

$$\begin{aligned} \text{Kalor masuk} &= 16,1 \times 1,031 + (26,1 - 16,1) \times 0,669 \\ &\quad + (29,1 - 26,1) \times 0,312 \\ &\quad - (29,1 - 25,1) \times 0,046 = 24,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam.} \end{aligned} \quad (3.35)$$

Dengan cara yang sama, kalor yang masuk pada pukul 11 P.M. adalah 38,2 kcal/m² jam (3.35a)

Maka ETD_{matah} dapat diperoleh dengan membagi kalor masuk oleh koefisien perpindahan kalor,

$$\text{ETD}_{\text{matah}} = 24,0/3,15 = 7,6^\circ\text{C} \quad (3.36)$$

⑱ Perbedaan temperatur ekivalen, ETD_{udara}, dari temperatur udara pada dinding (atau atap): Apabila temperatur udara dituliskan dengan persamaan (3.1), maka perbedaan temperatur ekivalen ETD_{udara}, dari temperatur udara pada dinding (atau atap) adalah

$$\text{ETD}_{\text{udara}} = t_{0 \text{ ranc}} - \frac{\Delta t}{2} - t_{r \text{ ranc}} + k \frac{\Delta t}{2} \cos 15 (\tau - \gamma - \Gamma) \quad (3.37)$$

di mana,

$t_{r \text{ ranc}}$, $t_{0 \text{ ranc}}$, dan Δt dapat diperoleh dari Tabel 3.2. dan 3.3;

k = faktor amplitudo (Lihat Gbr. 3.13)

Γ = waktu kelambatan (Lihat Gbr. 3.13)

γ = selisih waktu antara saat terjadinya kulminasi dan saat di mana terjadi temperatur maximum (≈ 2)

τ = lama waktu matahari bersinar dinyatakan dalam jam (saat terjadinya kulminasi adalah 0; P.M. dinyatakan negatif, dihitung dalam berapa jam sebelum kulminasi, dan P.M. dinyatakan dengan tanda positif)

15 = kecepatan sudut

Contoh soal: Tentukan perbedaan temperatur ekivalen dari temperatur udara pada dinding beton dengan tebal 20 cm yang dilapisi 50 mm gelas wol, dari sebuah rumah di Kairo.

Jawab: Kondisi udara luar dan kondisi udara di dalam ruangan sebuah rumah di Kairo yang diminta adalah sebagai berikut.

$$t_{0 \text{ ranc}} = 39^\circ\text{C} \text{ (Lihat Tabel 3.3)}$$

$$\Delta t = 14^\circ\text{C} \text{ (Lihat Tabel 3.2)}$$

$$t_{r \text{ ranc}} = 26^\circ\text{C} \text{ (Lihat Tabel 3.2)}$$

Apabila kapasitas kalor gelas wol dengan tebal 50 mm dapat diabaikan, maka dari Gbr. 3.13, untuk dinding beton dengan tebal 20 cm dapat diperoleh harga-harga berikut ini.

Faktor amplitudo, $k = 0,59$

Waktu kelambatan, $\Gamma = 5,2$ jam

Sedangkan ETD_{udara} dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.26), yaitu

$$\begin{aligned} ETD_{udara} &= 39 - \frac{14}{2} - 26 + 0,59 \left(\frac{14}{2} \right) \cos 15 (\tau - 2 - 5,2) \\ &= 6 + 4,13 \cos 15 (\tau - 7,2) \end{aligned} \quad (3.38)$$

Hasil perhitungan tersebut di atas dapat dilihat pada Tabel 3.17.

Tabel 3.17 Hasil perhitungan dengan persamaan (3.38). (Udara ETD Kairo)

Waktu, pukul	6	10	14	18	22	2	
Waktu matahari	-6	-2	+2	+6	+10	-10	jam
Udara ETD	2,1	2,9	6,9	9,9	9,1	5,1	derajat

3.3.5 Beban Kalor Tersimpan di dalam Ruangan dengan Penyegaran Udara Tidak Kontinu

⑩ Faktor beban kalor tersimpan. Dalam perhitungan beban kalor dari suatu ruangan yang akan didinginkan, tetapi yang sebelumnya mengalami pemanasan oleh matahari, beban kalor sensibel dari ruangan bagian tepi gedung haruslah ditambah dengan 10–20%.

3.4 Perhitungan Beban Kalor Laten di dalam Daerah Tepi Gedung

3.4.1 Beban Kalor Laten karena Adanya Infiltrasi

- ⑪ Jumlah ventilasi alamiah (sama dengan yang diterangkan dalam ⑬)
- ⑫ 597,3 kcal/kg (kalor laten penguapan)
- ⑬ Selisih antara perbandingan kelembaban udara di dalam dan di luar ruangan. Selisih antara perbandingan kelembaban udara ruangan terancang 4 dan perbandingan kelembaban udara di luar ruangan terancang 5.

3.5 Perhitungan Beban Kalor Sensibel di dalam Daerah Tengah Gedung

3.5.1 Beban Perpindahan Kalor Melalui Partisi, Langit-langit, dan Lantai.

⑭ Koefisien perpindahan kalor dan partisi, langit-langit, dan lantai. Koefisien perpindahan kalor dari dinding partisi, langit-langit dan lantai dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3.21) dan (3.22). Namun, karena untuk R_{so} hendaknya tidak digunakan 0,05 seperti tersebut pada Tabel 3.10, melainkan 0,125, yaitu tahanan permukaan dalam dari ruangan. Pada umumnya, beban kalor dari lantai tanah diabaikan dalam perhitungan beban kalor.

②④ Perbedaan temperatur pada partisi (perbedaan temperatur udara di dalam sebuah ruangan dengan ruangan di sebelahnya). Apabila dua ruangan yang berdampingan memperoleh penyegaran udara (didinginkan), maka perbedaan temperatur antara kedua permukaan dinding partisi yang memisahkan kedua ruangan tersebut dapat dianggap sama dengan nol. Tetapi, apabila salah satu ruangan yang berdampingan itu tidak didinginkan, maka haruslah digunakan anggapan yang mendekati keadaan yang sebenarnya.

Sebagai contoh, untuk ruangan yang berdampingan dengan

- (a) Koridor : rata-rata di antara $\theta_{o \text{ ranc}}$ dan $\theta_{r \text{ ranc}}$.
 (b) Ruangan tidak ditempati:
 —tanpa jendela, $\theta_{o \text{ ranc}}$;
 —dengan jendela, harga yang lebih tinggi.

3.5.2 Beban Kalor Sensibel karena Adanya Sumber Kalor di dalam Ruangan

②⑤ Jumlah orang yang ada di dalam ruangan. Jika jumlah orang yang ada di dalam ruangan diketahui dengan pasti, pergunakanlah jumlah tersebut. Apabila jumlahnya tidak diketahui, pakailah angka-angka tersebut pada Tabel 3.18.

Tabel 3.18 Jumlah orang, biasanya, ②⑤.

Kamar di hotel atau rumah sakit	Luas lantai 10 m ²	1 orang
Kantor, salon kecantikan, tempat potong rambut, studio	"	2 "
Toko, rumah, apartemen	"	3 "
Ruang pertemuan, tempat minum, restoran, bar.	"	6 "
Toko serba ada	Luas lantai 2-10 m ²	1 "
Gedung pertunjukan	Luas lantai 0,8m ²	1 "

②⑥ Kalor sensibel dari orang yang ada di dalam ruangan. Biasanya harga-harga tersebut pada Tabel 3.19 (untuk orang Amerika) dapat dipergunakan dalam perhitungan beban. Perhatikan bahwa harga-harga tersebut berbeda sesuai dengan temperatur ruangan. Harga-harga tersebut pada Tabel 3.19 harus dikalikan dengan faktor kelompok (*group factor*) yang diberikan dalam kolom paling kanan.

②⑥' Koreksi dari faktor kelompok (*group factor*). Bagi wanita haruslah dipakai faktor kelompok pria dewasa kali 0,82; sedangkan bagi anak-anak, haruslah dipakai faktor kelompok pria dewasa kali 0,75. Faktor kelompok pria dewasa saja dapat diperoleh dengan membaginya dengan faktor kelompok tersebut dalam Tabel 3.19.

②⑦ Dalam Tabel 3.20 diberikan besarnya kalor sensibel dari peralatan listrik. Dalam perhitungan beban kalor, daya motor dan perlengkapan listrik yang digunakan oleh mesin penyegar udara di dalam ruangan haruslah diperhitungkan.

②⑧ Faktor penggunaan (*use factor*) perlengkapan. Faktor penggunaan perlengkapan haruslah diperhitungkan dengan saksama, sesuai dengan fungsinya masing-masing.

②⑨ Perlengkapan lainnya. Kompor gas, pemanas air, dan sebagainya harus dipertimbangkan. Nilai kalor dari beberapa macam gas dapat dilihat pada Tabel 3.21.

Tabel 3.19 Jumlah kalor sensibel (26), kalor laten (30) dari orang dan faktor kelompok (26) '.

Kondisi kerja	Bangunan	Jumlah kalor total orang (laki-laki) dewasa	Jumlah kalor radiasi untuk perancangan				Faktor kelompok orang yang bekerja (26) '
			Kalor pada	25°C	26°C	27°C	
Duduk di kursi	Gedung	87 kcal/jam	Sensibel (26)	53	50	46	0,897
			Laten (30)	25	28	32	
Bekerja di belakang meja	Kantor Hotel	106	Sensibel (26)	53	49	45	0,947
			Laten (30)	47	51	55	
Berdiri atau berjalan lambat	Toko serba ada Toko eceran	123	Sensibel (26)	61	52		0,818
			Laten (30)	40	44	49	
Dansa	Ruang dansa	201	Sensibel (26)	68	62	55	0,944
			Laten (30)	122	128	135	
Bekerja	Pabrik	335	Sensibel (26)	115	110	106	0,967
			Laten (30)	209	214	218	

Tabel ini diambil dari Carrier Design Manual 1-100 tetapi dikonversikan ke dalam °C. Jumlah keringat yang menyerap dapat diperbaiki dengan membagi kalor laten oleh 578 kcal/kg (kalor laten penguapan pada 33°C, temperatur kulit rata-rata).

Tabel 3.20 Kalor sensibel dari peralatan listrik (27) .

Pemanas	per 1 kW	0,860 kcal/kW
Motor listrik	"	0,860 kcal/kW
Lampu	"	0,860 kcal/kW (pijar)
		1.000 kcal/kW (neon)*

*Kalor lampu neon mencakup kalor yang terjadi dari stabilisator

3.6 Perhitungan Beban Kalor Laten di dalam Daerah Tengah Gedung

3.6.1 Beban Kalor Laten karena Adanya Sumber Penguapan di dalam Ruangan

(30) Kalor laten dari orang yang ada di dalam ruangan. Dalam Tabel 3.19 telah diberikan kalor laten dari orang yang ada di dalam ruangan. Perhatikanlah bahwa besarnya kalor laten tersebut juga tergantung dari temperatur. Demikian juga halnya dengan penggunaan jumlah orang (25) dan faktor kelompok (26) ', dan sebagainya, hendaknya memperhatikan petunjuk yang sama dengan penggunaan pada perhitungan kalor sensibel.

Tabel 3.21 Nilai kalor ② dan uap air ③-1 yang ada dalam gas pembakaran.

	Jumlah kalor total	Kalor sensibel ②	Kalor laten* ③-1
Gas kota (Tokyo)	5.000 kcal/m ³	4.520 kcal/m ³	480 kcal/m ³
Gas propan murni	11.975 kcal/kg	10.969 kcal/kg	1.006 kcal/kg
Gas butan murni	11.772 kcal/kg	10.854 kcal/kg	918 kcal/kg
Kerosin	11.050 kcal/kg	10.321 kcal/kg	729 kcal/kg

*Jumlah kalor total = ② + (③-1)

Jumlah uap air = (③-1) + 597,3 kcal/kg

(Kalor laten penguapan uap air dalam gas pembakaran)

③ Sumber kalor laten lainnya. Tabel 3.22 menunjukkan sumber kalor laten lainnya yang terjadi pada waktu memasak, membuat kopi, dan sebagainya. Sedangkan Tabel 3.21 menunjukkan banyaknya uap air yang terjadi pada pembakaran gas.

3.7 Perhitungan Beban Kalor Sensibel dari Mesin Penyegar Udara

3.7.1 Beban Kalor Sensibel karena Adanya Pemasukan Udara Luar

③ Jumlah pemasukan udara luar (atmosfir). Jumlah pemasukan udara luar yang diperlukan tergantung pada jenis kegiatan yang ada, seperti ditunjukkan dalam Tabel 3.23. Di beberapa negara jumlah tersebut diatur oleh Undang-undang sehingga dapat lebih tinggi dari yang disebutkan dalam Tabel 3.22.

Tabel 3.22 Uap air yang terjadi dari masakan dan makanan ③-2.

Alat masak	(Rumah) (Restauran)	300-400 g/jam 1.000-1.300 g/jam
Ketel, periuk		50-100 g/jam
Cerek kopi		100-150 g/jam
Makanan panas	per meja	100-200 g/jam

Tabel 3.23 Udara luar masuk ruangan penyegaran ③.

Ruangan tanpa perokok	Toko serba ada, gedung pertunjukan, ruang komputer	18 m ³ /jam per orang
Ruangan dengan perokok (setengah jumlah orang merokok)	Kantor, ruang pertemuan, Restoran, ruang perawatan	30 " "
Kamar bebas merokok (Hampir semua orang merokok)	Ruang merokok Ruang pribadi Ruang tunggu	50 " "

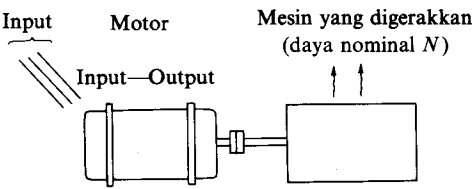
③ 0,24/(volume spesifik udara luar). Dalam hal ini 0,24 adalah kalor spesifik dari 1 kg udara kering. Sedangkan volume spesifik udara luar dapat diperoleh dari Gbr. 2.1.

④ Selisih temperatur udara luar dan temperatur udara ruangan. Selisih temperatur udara luar dan temperatur udara ruangan adalah selisih antara temperatur udara luar sesaat ⑥ dan temperatur udara ruangan yang direncanakan ④.

⑤ Daya kipas udara dari mesin penyegar udara. Periksa dan catat daya penggerak kipas udara dari mesin penyegar udara yang dipilih. Namun, perhitungan yang dilaksanakan dalam hal ⑤ dan ⑥ adalah untuk keadaan di mana mesin penyegar dipasang di dalam ruang mesin. Apabila digunakan mesin penyegar kecil yang dipasang di dalam ruangan di mana perhitungan beban itu dilakukan, maka perhitungan beban kalor harus dilakukan dalam ⑦.

⑥ Efisiensi kipas udara dari penyegar udara. Efisiensi kipas udara dari penyegar udara biasanya 0,80. Tabel 3.24 menunjukkan hubungan antara daya masuk dan daya poros motor listrik.

Tabel 3.24 Kalor yang terjadi dari motor listrik dan mesin yang digerakkan.

		
Input	(motor + mesin yang digerakkan)	N/η Jika N diketahui η adalah efisiensi
Output	(Mesin yang digerakkan saja) Motor saja	$\text{Input} \times \eta$ (daya nominal motor N) $\text{Input} - \text{output} = N(1/\eta - 1)$

Tabel η (Dthubungkan langsung) di bawah 5 kW 0,8
lebih dari 15 kW 0,9
(Dengan puli) 1 sampai 1,2 kali harga di atas

3.7.2 Jumlah Beban Kalor Sensibel dalam Ruangan

③ Untuk memperoleh beban kalor mesin penyegar udara, maka haruslah ditambahkan beban kalor ruangan.

3.7.3 Kenaikan Beban Kalor karena Adanya Kebocoran pada Saluran Udara

③ Faktor kebocoran saluran udara. Faktor kebocoran saluran udara dipergunakan hanya apabila saluran udara, dari mesin penyegar udara ke ruangan yang akan disegarkan, melalui udara atmosfir. Faktor kebocoran tersebut tergantung dari cara dan kualitas pekerjaan pemasangannya. Faktor kebocoran dari saluran lingkaran boleh dikatakan sama dengan nol, sedangkan untuk saluran segi empat kira-kira di antara 0,1 dan 0,2.

3.8 Perhitungan Beban Kalor Laten dari Mesin Penyegar Udara

3.8.1 Beban Kalor Laten dengan Adanya Pemasukan Udara Luar

- ③ Jumlah pemasukan udara luar. Lihat Tabel 3.23.
- ③ Volume spesifik udara luar. Lihat Gbr. 2.1.
- ② Selisih perbandingan kelembaban antara udara luar dan udara ruangan.

Selisih antara perbandingan kelembaban udara luar dan udara ruangan adalah selisih antara perbandingan kelembaban udara luar tersebut pada ⑤ dan perbandingan kelembaban udara ruangan tersebut pada ④.

3.8.2 Jumlah Beban Kalor Laten Ruangan

Untuk memperoleh beban kalor laten dari mesin penyegar udara, maka haruslah ditambahkan beban kalor laten ruangan.

3.8.3 Kenaikan Beban Kalor karena Adanya Kebocoran pada Saluran Udara

Dalam hal ini hendaknya diperhatikan peringatan tersebut dalam 3.7.4.

3.9 Penyederhanaan Lembaran Perhitungan

3.9.1 Penyederhanaan Lembaran Perhitungan

Semua perhitungan tersebut di atas dituangkan pada lembaran perhitungan, seperti terlihat pada Tabel 3.1. Namun, seperti diterangkan pada akhir pasal 3.1, Tabel 3.1 dipergunakan sebagai penuangan cara perhitungan standar bagi pengaturan kelembaban udara ruangan. Tetapi, tujuan utama dari pendinginan udara ruangan oleh mesin penyegar udara bukanlah semata-mata untuk mengatur kelembaban udara ruangan. Maka untuk menghitung beban kalor mesin penyegar udara, seperti terlihat pada Tabel 3.25, kalor sensibel dan kalor laten hendaknya dihitung dalam kolom yang sama.

3.9.2 Penyederhanaan Rumus Perhitungan

Bagian perhitungan yang paling sulit tetapi tidak banyak berarti, adalah pada perhitungan beban perpindahan kalor radiasi matahari melalui dinding dan atap, seperti yang dilaksanakan dalam pasal 3.4. Dengan kata lain, beban perpindahan kalor radiasi matahari dari sebuah rumah dengan jendela yang besar dan beban perpindahan kalor melalui dinding, dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut ini yang merupakan penyederhanaan dari persamaan (3.33).

$$\phi = K (1 - e^{-\frac{4K}{C}}) \quad (3.39)$$

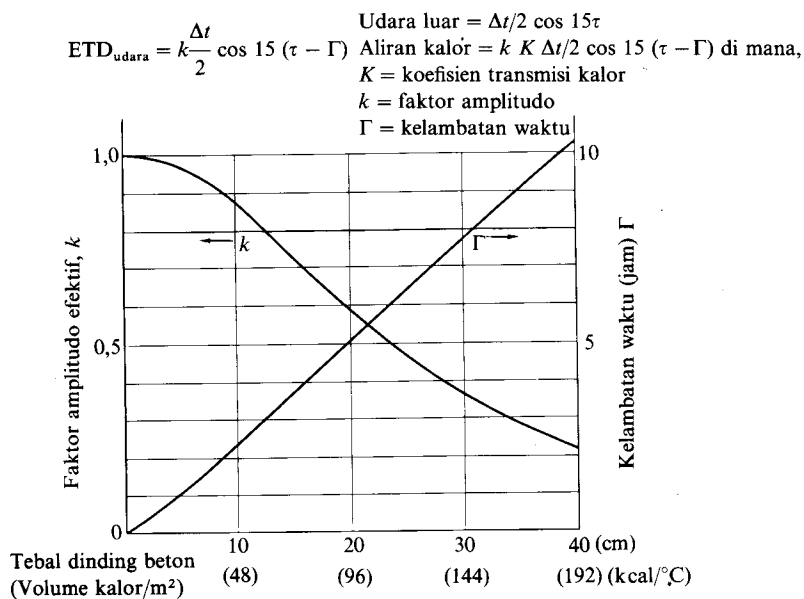
di mana,

- K = koefisien perpindahan kalor
(sama dengan yang dipakai dalam ⑬)
- C = kapasitas kalor per 1 m² luas dinding
(Lihat Tabel 3.8 atau Tabel 3.9)

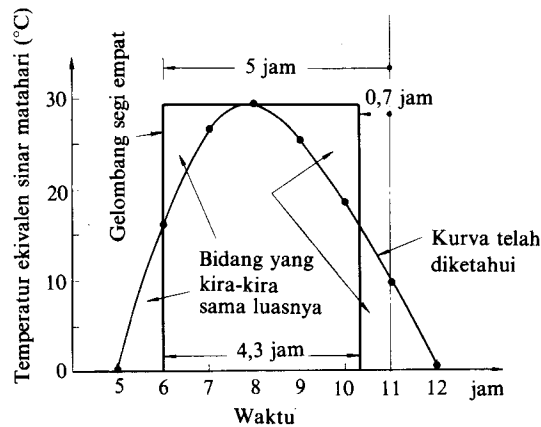
Tabel 3.25 Lembaran perhitungan beban yang disederhanakan. (Lihat Tabel 3.1)

Index dan perincian	Cara lain
2. Hal yang utama	Tambahan entalpi ruangan ④', entalpi ⑤' pada ④ ⑤ kondisi dalam dan luar ruangan untuk perancangan. Pakailah Gb 2.1, diagram psikrometrik, dan baca entalpi yang bersangkutan dengan temperatur bola kering dan kelembaban untuk perancangan.
4.1 Beban kalor laten daerah perimeter	Tanpa 4.1, tetapi ubah 3.3 sehingga menjadi: 3.3 Beban infiltrasi (Volume ruangan ② × Waktu ventilasi ⑬) Jumlah udara luar masuk ② × 1 ⑬ "/volume spesifik × selisih entalpi di dalam dan di luar ruangan, kcal/kg') Baca volume spesifik ⑬ " dari diagram psikrometrik. Entalpi di dalam/di luar ⑬ ' adalah selisih dari entalpi di dalam ④ ' dan di luar ruangan ⑤ '.
3.5 Beban kalor tersimpan	Perbedaan yang kecil tak dapat dicegah
6.1 Beban kalor laten daerah interior	Tanpa 6.1, dan ubah 5.2 sehingga menjadi: (orang ②⑨ , orang) × (kalor yang terjadi dari orang di dalam ruangan ③⑨ ' kcal/jam. orang) × (Koreksi terhadap faktor kelompok ②⑨ ') ③⑨ ' dibaca sebagai jumlah kalor sensibel ②⑥ dan kalor laten ③⑨ dalam Tabel 3.19. Harga tersebut adalah konstan dan tidak tergantung pada temperatur, Juga baca jumlah sumber kalor yang lain ②⑨ & ③① .
8.1 Beban kalor laten dari udara luar masuk	Tanpa 8.1, dan ubah 7.1 sehingga menjadi: (Jumlah udara luar masuk ②② , m ³ /jam) ÷ (Volume spesifik udara luar ③③ m ³ /kg') × (Selisih entalpi di dalam dan di luar ruangan ①② ' kcal/kg'). ①② ' sama dengan hal infiltrasi.

Apabila C lebih besar daripada 90, dan temperatur efektif dari radiasi matahari pada dinding dapat dinyatakan seperti tersebut pada Gbr. 3.14 (jadi, tidak seperti tersebut pada Gbr. 3.12), maka beban maximum dapat diperoleh dengan satu perhitungan saja.



Gbr. 3.13 Cara menetapkan ETD_{udara} selama satu hari dengan menggunakan K dan Γ .



Gbr. 3.14 Pendekatan kurva segi empat bagi kurva temperatur ekuivalen sinar matahari.

Contoh soal: Tentukan pemasukan kalor maximum dari dinding beton setebal 20 cm, dengan temperatur ekuivalen dari radiasi matahari seperti tersebut dalam Tabel 3.15.

Jawab : Oleh karena harga maximum dari temperatur ekuivalen radiasi matahari tersebut dalam Tabel 3.15 adalah pada pukul 8.00, seperti ditunjukkan dalam Gbr. 3.14, maka segi empat yang menghubungkan keadaan pada pukul 6.00 sampai pukul 10.30 dapat dipakai dalam perhitungan pendekatannya.

Dengan menggunakan koefisien perpindahan kalor $K = 3,15$ dan kapasitas kalor dinding $C = 96$, maka

$$\phi_1 = 3,15 (1 - e^{-0,131t}) \quad (3.40)$$

Dengan demikian, beban kalor maximum yang dapat terjadi pada pukul 11.00 adalah

$$\begin{aligned} \phi_1 &= 29,1 \times 3,15 (1 - e^{-0,131 \times 5}) - 29,1 \times 3,15 (1 - e^{-0,131 \times 0,7}) \\ &= 36,0 \text{ kcal/m}^2 \text{ jam} \end{aligned} \quad (3.41)$$

Hasil perhitungan tersebut di atas ternyata tidak banyak berbeda dengan hasil perhitungan (3.35a).

BAB 4. SISTEM PENYEGARAN UDARA DAN PERALATANNYA

4.1 Beberapa Faktor Pertimbangan dalam Pemilihan Sistem Penyegaran Udara

Sasaran dari penyegaran udara adalah supaya temperatur, kelembaban, kebersihan dan distribusi udara dalam ruangan dapat dipertahankan pada tingkat keadaan yang diinginkan. Untuk mencapai hal tersebut, dapat dirancang dan digunakan beberapa macam sistem pendinginan, pemanasan dan ventilasi yang sesuai. Maka dalam proses pemilihan sistem penyegaran udara, pemakai dan perancang haruslah bersepakat supaya tingkat keadaan dan persyaratan yang ditetapkan dapat dipenuhi dengan sebaik-baiknya.

Beberapa faktor pertimbangan pemilihan sistem penyegaran udara meliputi:

(1) *Faktor kenyamanan*

Kenyamanan dalam ruangan pada umumnya ditentukan oleh beberapa parameter tersebut di bawah ini:

- (a) Temperatur bola kering dan temperatur bola basah dari udara
- (b) Temperatur radiasi rata-rata
- (c) Aliran udara
- (d) Kebersihan udara
- (e) Bau
- (f) Kualitas ventilasi
- (g) Tingkat kebisingan

Parameter tersebut di atas tergantung dari kondisi kerja, jenis kelamin, suku bangsa, dan lain-lainnya. Tingkat keadaan tersebut dapat diatur dengan sistem pengaturan yang ada pada mesin penyegar udara. Namun, perlu diperhatikan bahwa perbedaan atau kecepatan perubahan temperatur yang terjadi, besar pengaruhnya terhadap kenyamanan bagi orang yang ada di dalam ruangan.

(2) *Faktor ekonomi*

Dalam proses pemasangan, operasi dan perawatan, serta sistem pengaturan yang akan dipergunakan, haruslah diperhitungkan pula segi-segi ekonominya. Oleh karena itu, dalam perencanaan dan perancangan sistem penyegaran udara haruslah dipertimbangkan faktor ekonomi tersebut di bawah ini:

- (a) Biaya awal
- (b) Biaya operasi dan perawatan. Biaya awal tergantung pada investasi yang akan menjadi beban pembeli dan menjadi faktor penentu dalam pemilihan sistem penyegaran udara. Dalam biaya operasi dan perawatan itu termasuk biaya tetap, seperti depresiasi peralatan, pengembalian investasi dan bunga; ditambah biaya tak tetap, seperti biaya energi (listrik dan bahan bakar) dan air, biaya

perawatan dan reparasi, serta biaya personil. Maka sistem penyejukan udara yang paling baik adalah sistem yang dapat beroperasi dengan biaya total yang serendah-rendahnya.

(3) Beberapa faktor operasi dan perawatan

Tentu saja sistem penyejukan udara yang paling disukai adalah sistem yang mudah difahami konstruksi, susunan dan cara menjalankannya. Beberapa faktor pertimbangan operasi dan perawatan meliputi:

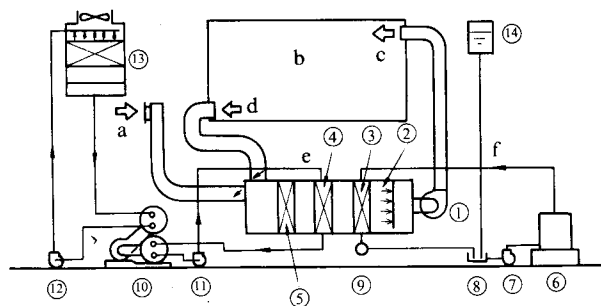
- (a) Konstruksi sederhana
- (b) Tahan lama
- (c) Mudah direparasi jika terjadi kerusakan
- (d) Mudah dicapai
- (e) Mudah perawatannya
- (f) Dapat melayani perubahan kondisi operasi
- (g) Efisiensi tinggi

4.2. Komponen Utama Sistem Penyejukan Udara

Dalam Gbr. 4.1. diperlihatkan komponen utama dari sistem penyejukan udara, termasuk sistem penyejukan udara sentral, sebagai sistem dasar seperti yang telah ditunjukkan dalam Gbr. 2.4. Komponen tersebut adalah:

- (a) Sistem pembangkit kalor, mesin refrigerasi, menara pendingin dan ketel uap;
- (b) Sistem pipa: pipa air, dan pipa refrigerasi, dan pompa;
- (c) Penyejuk udara, saringan udara, pendingin udara, pemanas udara dan pelembab udara; dan
- (d) Sistem saluran udara: kipas udara, saluran udara dan register.

Dalam sistem penyejukan udara sentral tersebut dalam Gbr. 4.1, udara luar untuk ventilasi dan udara ruangan yang kembali masuk ke dalam mesin penyejuk udara, bercampur dan kemudian masuk ke dalam saringan udara yang menyaring debu yang



- | | |
|-----------------------------------|--|
| a. Udara luar | 5. Saringan udara |
| b. Ruangan | 6. Ketel uap |
| c. Udara masuk | 7. Pompa air |
| d. Udara kembali | 8. Tangki air kondensat (Tangki air panas) |
| e. Air dingin | 9. Penangkap uap |
| f. Air panas | 10. Mesin refrigerasi |
| 1. Kipas udara | 11. Pompa sirkulasi air dingin |
| 2. Pelembab udara | 12. Pompa sirkulasi air pendingin |
| 3. Koil pemanas udara | 13. Menara pendingin |
| 4. Pendingin udara/koil pengering | 14. Tangki ekspansi |

Gbr. 4.1 Skema sistem penyejukan udara.

ada di dalam udara. Saringan arang yang diaktivasi kadang-kadang dipakai untuk menghilangkan bau dan gas beracun dari udara.

Untuk pendinginan, udara bersih didinginkan dan dikeringkan oleh pendingin udara; sedangkan untuk pemanasan, udara bersih dipanaskan oleh pemanas udara dan dilembabkan oleh pelembab udara. Setelah itu, udara dimasukkan oleh kipas udara ke dalam ruangan, melalui saluran udara.

Di dalam pendingin udara mengalir air dingin dari mesin refrigerasi, atau, refrigeran cair yang dipompa atau mengalir karena adanya tekanan dari refrigeran itu sendiri.

Air dingin atau refrigeran tersebut mengalir di dalam pipa-pipa pendingin udara dan bersirkulasi antara pendingin udara dan mesin refrigerasi. Pendingin udara yang menggunakan refrigeran cair dinamai koil ekspansi langsung ("direct expansion coil" DX coil). Sedangkan di dalam pemanas udara mengalir uap air panas atau uap panas dari ketel uap. Ada pula sistem penyegar udara yang dapat berfungsi sebagai pendingin udara maupun pemanas udara. Dalam hal tersebut dipakai air dingin untuk pendinginan udara dan air panas apabila bekerja sebagai pemanas udara. Baik pendingin udara maupun pemanas udara yang terdiri dari pipa bersirip, dinamai koil udara.

Mengenai pelembab udara, ada tiga macam, yaitu penyemprot uap, penyemprot air dan panci panas.

Pada umumnya, kondensor mesin refrigerasi memerlukan air pendingin. Dalam hal ini dapat dipakai air sumur, air sungai atau air minum, selama kualitasnya memenuhi persyaratan. Menara pendingin sebaiknya dipergunakan untuk menghemat pemakaian air, terutama di daerah di mana persediaan air sangat terbatas.

4.3 Penggolongan Sistem Penyegaran Udara

Jenis yang mendasari adalah sistem penyegaran udara sentral, seperti yang telah diterangkan di atas. Untuk menjamin pengaturan penyegaran udara ruangan yang teliti, maka sesuai dengan kemajuan teknik penyegaran udara yang telah dicapai sampai pada saat ini, dapat dikembangkan beberapa sistem. Hal tersebut terutama menyangkut perkembangan elemen pendinginnya.

Pada saat ini banyak dipakai sistem penyegaran udara tersebut di bawah ini:

(1) *Sistem udara penuh*

- (a) Saluran tunggal:
 - Volume konstan
 - Volume variabel
 - Pemanasan ulang
- (b) Saluran ganda:
 - Volume konstan
 - Volume variabel
 - Unit multi-daerah

(2) *Sistem air-udara*

- (a) Pipa
 - Dua-pipa (berubah dan tak berubah)
 - Tiga-pipa
 - Empat-pipa
- (b) Unit
 - Unit koil-kipas udara
 - Unit induksi
- (c) Panel-udara

(3) *Sistem air-penuh*

- (a) Unit kipas udara

(4) Sistem penyejara udara tunggal

- (a) Penyejara udara jenis paket
- (b) Penyejara udara ruangan

Selain itu, ada beberapa jenis yang baru. Misalnya, jenis pompa kalor, yang melepaskan panas dari kondensor mesin refrigerasi, kemudian menggunakan panas tersebut untuk keperluan pemanasan; sistem pemanfaatan kembali kalor (heat recovery system), di mana kalor yang terjadi di dalam ruangan digunakan secara efektif untuk pendinginan dan pemanasan; dan sistem penyejara udara panas matahari, di mana energi matahari dipakai untuk pendinginan dan pemanasan. Tiga sistem baru tersebut terakhir semakin banyak dipakai sejak adanya krisis energi dunia pada tahun 1973.

4.4 Sistem Udara-Penuh**4.4.1 Sistem Saluran Tunggal**

Sistem ini merupakan sistem penyejara udara yang paling banyak dipergunakan. Seperti terlihat pada Gbr. 4.1, campuran udara luar dan udara ruangan didinginkan dan dilembapkan, kemudian dialirkan kembali ke dalam ruangan melalui saluran udara. Sebagian dari udara tersebut dialirkan ke dalam ruangan dapur, ruangan pemanas air, kamar kecil, dan sebagian juga keluar melalui celah-celah jendela dan pintu.

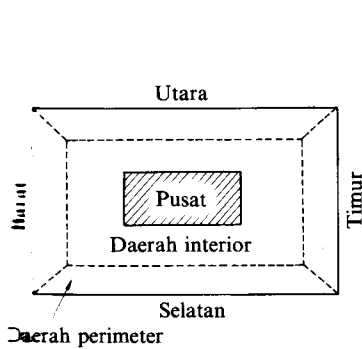
Keuntungan dari sistem ini adalah:

- (1) Sederhana, mudah perancangan, pemasangan, pemakaian dan perawatannya.
- (2) Biaya awalnya relatif murah. Sedangkan kerugiannya adalah:
 - (i) Kesulitan pengaturan temperatur dan kelembaban dari ruangan yang disegarkan, karena beban kalor dari setiap ruangan tersebut mungkin berbeda satu sama lain.
 - (ii) Saluran utama berukuran besar sehingga makan tempat.

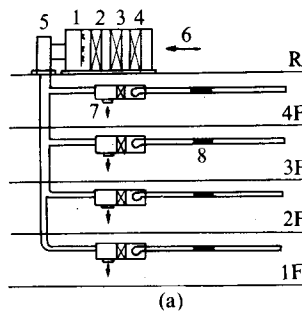
Pada dasarnya sistem pengaturan untuk sistem saluran tunggal menyangkut pengaturan temperatur udara melalui bagian-bagian utama dari saluran. Dalam hal tersebut, laju aliran air dingin, laju aliran air panas atau uap ke koil udara, diatur sedemikian rupa sehingga temperatur udara dapat diubah. Sistem ini dinamai sistem volume konstan-temperatur variabel, yang sudah banyak dipergunakan dalam sistem penyejara udara.

Dalam keadaan di mana beban kalor dari beberapa ruangan yang akan dilayani itu berbeda-beda, boleh dikatakan tidak mungkin mempertahankan udara ruangan pada suatu temperatur tertentu, kecuali bagi beberapa ruangan utama saja. Jadi, masalah tersebut dapat dipecahkan dengan melayani ruangan dengan beban kalor yang sama oleh satu penyejara udara sentral. Pada Gbr. 4.2 dapat dilihat suatu rancangan penyejara udara, di mana ruangan dibagi menjadi dua daerah. Daerah-luar atau daerah-pinggir atau daerah perimeter, meliputi ruangan yang menghadap ke dinding luar gedung; dan daerah-dalam atau daerah interior yang meliputi ruangan yang dikelilingi oleh daerah-luar. Sedangkan daerah-luar dibagi lagi menjadi beberapa sub-daerah. Daerah-dalam dan daerah-luar, masing-masing dilayani oleh penyejara udara yang terpisah. Sistem pembagian daerah tersebut disebut zoning. Zoning dapat pula dilakukan berdasarkan waktu (*time zones*) atau sesuai dengan jenis penggunaannya.

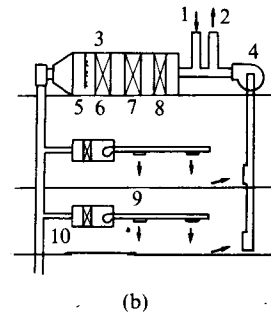
Jenis zoning lainnya adalah berdasarkan tingkat lantai (*each-floor unit system*), misalnya pada toko serba guna. Dalam hal tersebut, gedung bertingkat diatur sedemikian rupa sehingga zoning dilakukan berdasarkan tingkat lantai, yang berada pada tingkat beban kalor yang berbeda. Maka setiap lantai dilayani oleh penyejara udara yang terpisah satu sama lain (Gbr. 4.3). Pada sistem unit tingkat lantai, udara luar masuk ke dalam alat penyejara melalui saluran udara yang sama; tetapi, udara ruangan dapat masuk kembali



Gbr. 4.2 Pembagian daerah.



1. Pelembab
2. Pemanas
3. Pendingin
4. Saringan
5. Kipas udara
6. Udara luar
7. Udara kembali
8. Lubang keluar

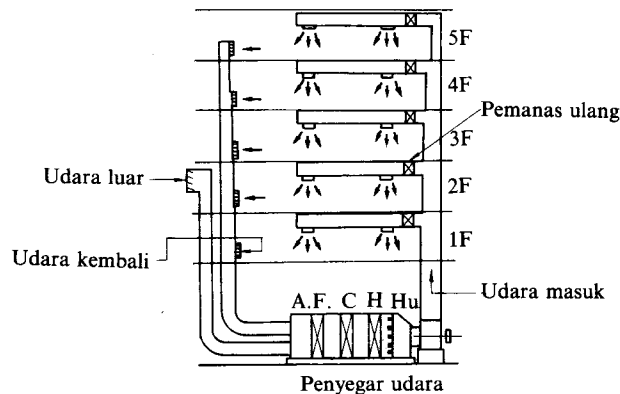


1. Udara luar
2. Udara buang
3. Penyejar udara primer
4. Kipas udara kembali
5. Pelembab
6. Pendingin
7. Pemanas
8. Saringan
9. Penyejar udara sekunder
10. Koil pendingin/pemanas

Gbr. 4.3 Sistem unit setiap tingkat.

langsung ke dalam penyejar udara masing-masing, atau diolah terlebih dahulu secara bersama-sama dan baru kemudian masuk ke dalam penyejar udara masing-masing.

Sistem saluran tunggal yang lain adalah sistem pemanasan ulang, di mana udara segar yang mengalir di dalam saluran utama dapat dipertahankan konstan, pada temperatur yang terendah. Kemudian udara tersebut masuk ke dalam ruangan melalui alat pemanas yang dipasang pada saluran-cabang masing-masing. Pemanas tersebut memanaskan udara dan diatur sedemikian rupa sehingga diperoleh temperatur udara yang sesuai dengan temperatur udara ruangan yang diinginkan (Lihat Gbr. 4.4). Sistem ini dinamai sistem pemanasan ulang terminal dan banyak digunakan untuk melayani beberapa ruangan pribadi yang ada di dalam gedung perkantoran umum.

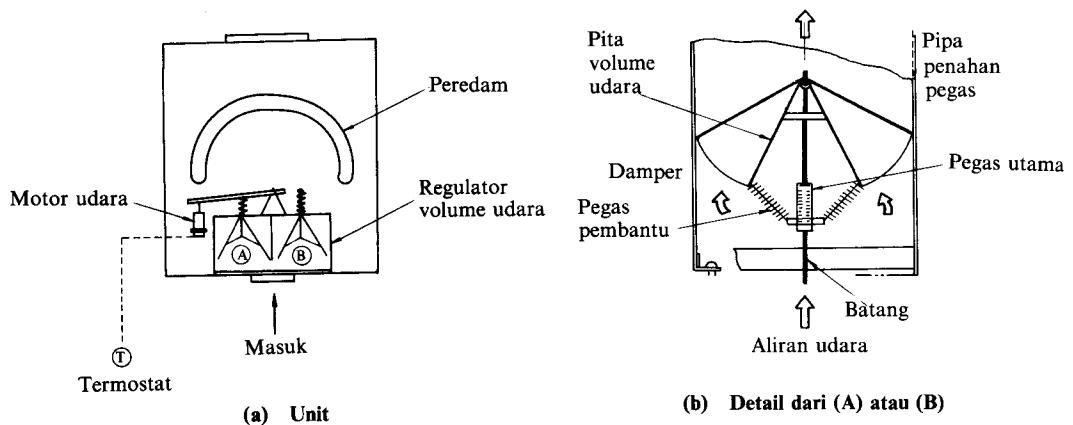


Gbr. 4.4 Sistem pemanas terminal.

Adapula sistem saluran tunggal yang bekerja dengan volume variabel di mana jumlah aliran udara dapat diubah sesuai dengan beban kalornya; jadi, volume aliran udara akan berkurang dengan turunnya beban kalor dari ruangan yang harus dilayani.

Pengaturan volume aliran udara dilakukan dengan mengatur posisi damper atau dengan unit volume variabel. Ada beberapa macam unit volume variabel. Salah satu di antaranya ditunjukkan pada Gbr. 4.5. Pada hal tersebut terakhir terdapat dua saluran; satu saluran menyalurkan jumlah udara yang minimal diperlukan, sedangkan saluran lainnya menyalurkan jumlah udara sesuai dengan pembukaan katup udara yang diatur oleh termostat. Pemasukan udara diatur oleh tekanan udara yang bekerja pada tirai (*curtain*) dari alat pengatur volume konstan dan gaya pegas. Pemasukan udara minimum harus diatur supaya distribusi udara di dalam ruangan dapat berlangsung sebaik-baiknya, dengan jumlah ventilasi udara yang minimal. Jumlah udara masuk akan berkurang dengan turunnya beban kalor, sehingga apabila jumlah udara masuk menjadi lebih kecil dari pada jumlah udara masuk yang minimal, maka temperatur udara masuk akan berubah.

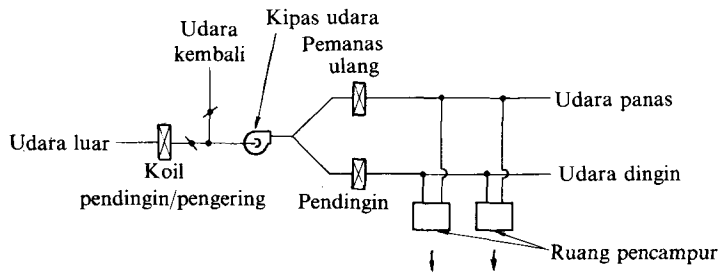
Dalam sistem volume variabel, putaran atau sudu isap dari kipas udara dapat diatur sesuai dengan perubahan pemasukan udara yang diinginkan. Sistem pengaturan kipas udara tersebut di atas memungkinkan penghematan daya yang diperlukan untuk menggerakkan kipas udara pada beban parsial.



Gbr. 4.5 Unit volume udara variabel.

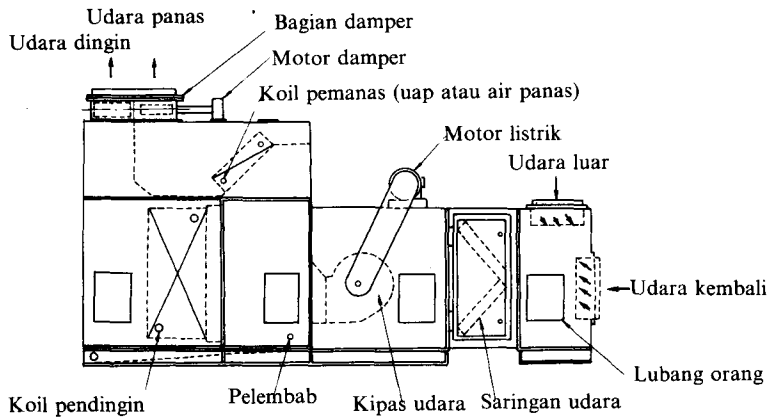
4.4.2 Sistem Dua-Saluran

Untuk mengatasi kesulitan dari sistem saluran tunggal, maka sistem tersebut pada Gbr. 4.6, kebanyakan dipergunakan untuk gedung-gedung yang besar. Dalam hal tersebut udara panas dan udara dingin dihasilkan secara terpisah oleh mesin penyegar udara yang bersangkutan. Kedua jenis udara itupun disalurkan melalui saluran yang terpisah satu sama lain. Tetapi kemudian dicampur sedemikian rupa sehingga tercapai tingkat keadaan yang sesuai dengan beban kalor dari ruangan yang akan disegarkan. Sesudah itu disalurkan ke dalam ruangan yang bersangkutan. Sistem ini dinamai sistem dua-saluran. Dalam sistem ini, alat yang diperlukan untuk mencampur udara panas dan udara dingin, dalam perbandingan jumlah aliran yang ditetapkan untuk memperoleh kondisi akhir yang diinginkan, dinamai alat pencampur. Sistem dua-saluran dapat memberikan hasil pengaturan yang lebih teliti. Tetapi memerlukan lebih banyak energi kalor dan lebih tinggi harga awalnya. Ada dua jenis sistem dua-saluran, yaitu sistem volume konstan dan sistem volume variabel.



Gbr. 4.6 Sistem saluran ganda.

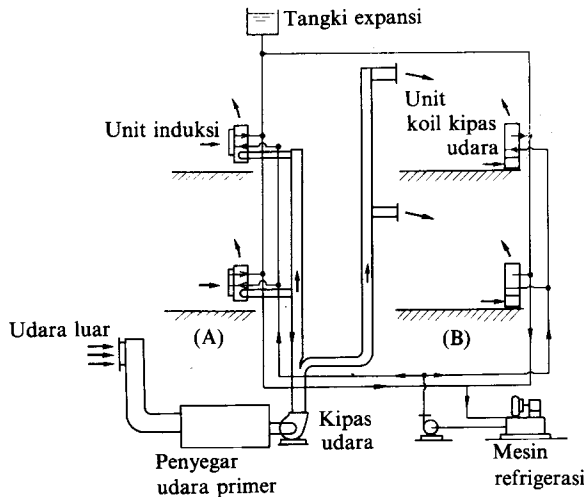
Dalam Gbr. 4.7 ditunjukkan modifikasi dari sistem dua-saluran, di mana pemanas udara dan pendingin udara dipasang paralel di dalam mesin penyegar. Pencampuran udara dilaksanakan oleh pengatur campuran, sedemikian rupa sehingga dapat memberikan beberapa tingkat keadaan udara sesuai dengan kesegaran ruangan atau daerah yang akan dilayani. Maka udara segar dengan tingkat keadaan yang berbeda itu mengalir melalui saluran yang berbeda pula. Sistem tersebut dinamai sistem unit multi-daerah, sedangkan mesin penyegarnya dinamai unit multi-daerah.

Gbr. 4.7 Sistem unit daerah ganda (*Multi zone*).

4.5 Sistem Air-Udara

4.5.1 Ciri-ciri Sistem Air-Udara

Sistem yang telah dibahas dalam pasal terdahulu, di mana kondisi ruangan sepenuhnya diatur oleh udara dari sistem penyegaran udara sentral, termasuk dalam golongan sistem udara-penuh (*all-air system*). Dalam sistem air-udara, seperti terlihat pada Gbr. 4.8, unit koil-kipas udara atau unit induksi dipasang di dalam ruangan yang akan disegarkan. Air dingin (dalam hal pendinginan) atau air panas (dalam hal pemanasan) dialirkan ke dalam unit tersebut, sedangkan udara ruangan dialirkan melalui unit tersebut sehingga menjadi dingin atau panas. Selanjutnya, udara tersebut bersirkulasi di dalam ruangan. Demikian pula untuk keperluan ventilasi, udara luar yang telah didinginkan dan dikeringkan atau udara luar yang telah dipanaskan dan dilembabkan dialirkan dari mesin penyegar sentral ke ruangan yang akan disegarkan.



Gbr. 4.8 Sistem air-udara.
(A) Sistem unit induksi.
(B) Sistem unit koil-kipas udara.

Oleh karena berat jenis dan kalor spesifik air lebih besar dari pada udara, maka baik daya yang diperlukan untuk mengalirkan maupun ukuran pipa yang diperlukan untuk memindahkan kalor yang sama, adalah lebih kecil. Dengan demikian, untuk mengatasi beban kalor dari ruangan yang akan disegarkan, banyaknya udara yang mengalir dari mesin penyebar udara sentral adalah lebih kecil. Maka ruangan yang diperlukan untuk menempatkan saluran udara menjadi lebih kecil. Di samping itu, ukuran mesin penyebar udara maupun daya yang diperlukan adalah lebih kecil jika dibandingkan dengan yang diperlukan oleh sistem udara-penuh.

Seperti terlihat pada Gbr. 4.8, untuk sistem air udara jumlah pemasukan udara ke dalam ruangan biasanya sama dengan jumlah udara luar untuk ventilasi atau jumlah udara yang dikeluarkan dari ruangan. Udara luar tersebut di atas, didinginkan dan dikeringkan, atau dipanaskan dan dilembabkan dan termasuk sebagian dari beban kalor ruangan. Udara tersebut dinamai udara primer. Pada umumnya, sebagian dari kalor sensibel dari ruangan diatasi oleh unit ruangan; sedangkan kalor laten diatasi oleh udara primer.

4.5.2 Unit Koil-Kipas Udara dan Unit Induksi

(1) Ciri-ciri

Unit ini dinamai unit terminal dan dipasang di dalam ruangan. Semua unit tersebut merupakan bagian dari sistem penyebar udara dan berfungsi sama.

Di dalam unit tersebut (konstruksi dan detailnya akan diterangkan kemudian), koil udara ditempatkan di dalam kabinet kecil, di mana dialirkan air panas atau air dingin. Pada unit koil-kipas udara, udara dialirkan oleh kipas udara yang dipasang di dalam unit tersebut. Pada unit induksi, udara primer berkecepatan tinggi dialirkan melalui beberapa nosel. Selanjutnya, dengan efek induksi udara primer, udara ruangan terisap masuk ke dalam unit dan didinginkan atau dipanaskan oleh koil udara, kemudian disirkulasikan kembali ke dalam ruangan.

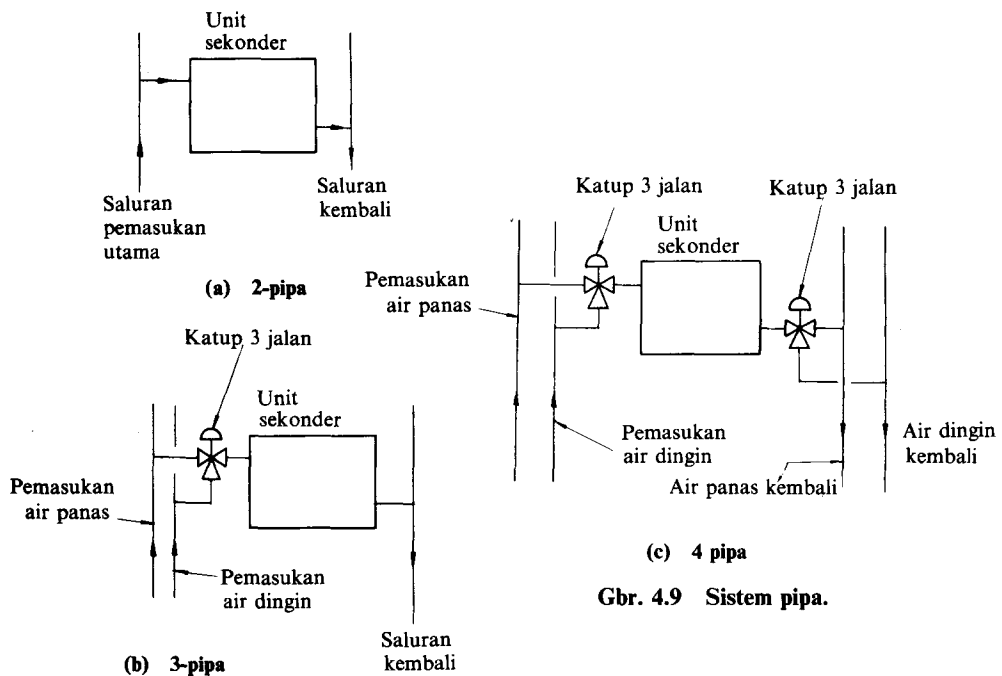
Kedua jenis unit tersebut di atas berbeda konstruksi dan fungsinya, masing-masing memiliki faktor keuntungan dan kerugiannya yang khas. Kedua-duanya dapat dipergunakan untuk keperluan yang sama. Unit koil-kipas udara, yang dilengkapi kipas udara, dapat dengan mudah mengisap udara ruangan. Dengan menaikkan tekanan statik kipas udara, udara yang mengandung debu dapat dibersihkan dengan mengalirkan udara

tersebut melalui saringan yang dipasang di dalam saluran udara. Perpindahan kalor di dalam unit dapat diatur dengan mengatur putaran poros kipas udara. Perawatan dan pemeriksaan menjadi lebih sulit dan makan waktu karena kipas udara, motor penggerak dan perlengkapan listrik lainnya berada di dalam unit yang bersangkutan.

Berbeda dengan unit koil-kipas udara, pada unit induksi tidak terdapat bagian mesin yang bergerak dan lebih mudah perawatannya. Unit koil-kipas udara dapat mengisap udara ruangan karena adanya efek induksi udara yang disebarkan dengan kecepatan tinggi melalui nosel; tetapi, tanpa saringan udara. Dalam hal ini, penggunaan udara dilaksanakan dengan agitasi dan mensirkulasikan udara ruangan yang berdebu itu melalui unit secara berulang-ulang. Namun, hendaknya diketahui bahwa perancangan yang kurang sempurna dapat mengakibatkan menurunnya efek induksi.

(2) Jenis dua-, tiga-, dan empat-pipa

Ada tiga jenis sistem yang menggunakan air dingin atau air panas yang dialirkan ke unit koil udara dari unit-kipas udara atau unit induksi; yaitu jenis dua-, tiga-, dan empat-pipa (Lihat Gbr. 4.9).

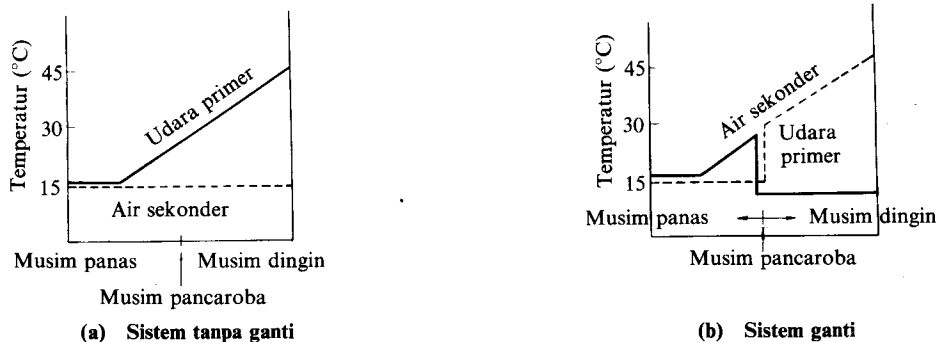


Gbr. 4.9 Sistem pipa.

Jenis dua-pipa adalah yang paling populer, di mana dipergunakan pipa masuk dan pipa balik untuk mengalirkan air dingin (untuk pendinginan) dan air panas (untuk pemanasan). Pada jenis tiga-pipa terdapat tiga jenis pipa; yaitu pipa masuk untuk air dingin, pipa air panas, dan pipa balik. Dalam hal tersebut terakhir, dipakai katup tiga jalan, di mana air dingin dan air panas dialirkan ke dalam koil udara sesuai dengan beban kalor ruangan. Sedangkan pipa balik membawa kembali air panas dan air dingin tersebut dalam bentuk campuran. Pencampuran seperti itu menyebabkan kerugian energi. Pada jenis empat-pipa terdapat dua pipa masuk dan dua pipa balik, masing-masing untuk air dingin dan air panas. Pengaturannya dilakukan dengan mengatur jumlah pemasukan air, dengan perantaraan katup tiga-jalan, sesuai dengan perubahan beban kalor yang terjadi di dalam ruangan. Jenis ini tidak mengalami kerugian energi kalor karena pencampuran, selain itu mudah pengaturannya.

Mengenai unit induksi jenis dua-pipa yang dipakai dengan menggunakan air dingin, kenaikan temperatur ruangan dapat pula diperoleh dengan menaikkan temperatur udara primer. Jadi, dapat dipergunakan untuk mendinginkan ruangan pada hari yang panas, dan menghangatkan ruangan pada hari yang dingin (Lihat Gbr. 4.10 (a)). Sistem tersebut di atas dinamai sistem tanpa ganti (*non-change-over system*).

Sistem yang lain adalah sistem ganti (*change-over system*). Dengan temperatur air tertentu untuk pendinginan, temperatur udara primer dapat dinaikkan apabila beban kalornya turun. Sedangkan apabila temperatur udara luar turun menjadi 10–25°C, udara primer merupakan udara dingin sehingga air panas harus dialirkan ke dalam koil udara. Meskipun sistem ganti dapat menggunakan udara luar yang dingin untuk memanaskan ruangan, seperti hal tersebut di atas, tetapi ada beberapa kesulitan untuk merubah kondisi operasi dari pendinginan ke pemanasan. Sistem tanpa-ganti lebih mudah dijalankan. Namun, pada cuaca yang dingin, udara primer yang bertemperatur tinggi dan udara ruangan yang menjadi dingin akan bercampur sedemikian rupa sehingga pada temperatur udara luar yang sangat rendah, kerugian energi yang terjadi akan bertambah besar.



Gbr. 4.10 Cara kerja unit induksi.

4.5.3 Sistem Udara-panel

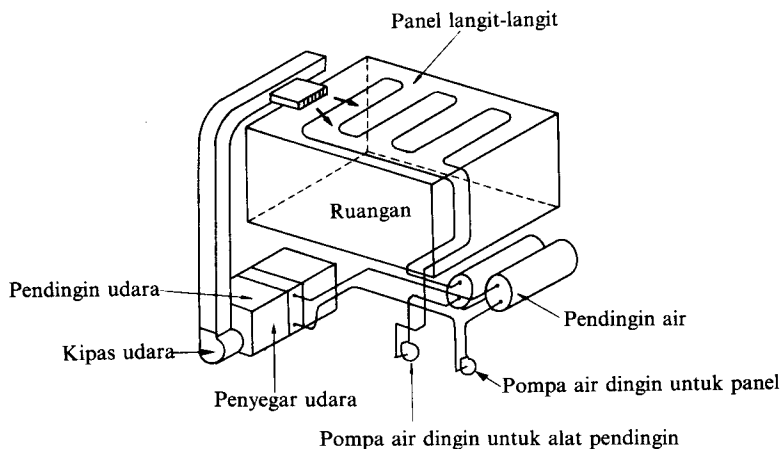
Sejak zaman Roma dahulu, telah dipergunakan pipa-pipa yang ditanam di dalam lantai, dinding dan langit-langit, untuk keperluan pemanasan ruangan. Dalam hal tersebut air panas dialirkan melalui pipa-pipa tersebut untuk menaikkan temperatur bagian-bagian tersebut di atas. Dengan demikian permukaannya menjadi panas dan memancarkan panas radiasi ke dalam ruangan. Sistem pemanasan ini dinamai sistem pemanasan radiasi atau pemanasan panel. Dinding, langit-langit dan lantai, di mana tertanam pipa-pipa pemanas, dinamai panel. Selanjutnya, sistem pendinginan radiasi atau pendinginan panel merupakan sistem pendinginan, di mana air dingin dialirkan melalui pipa-pipa tersebut sehingga akan menyerap panas yang terjadi di dalam ruangan, melalui panel yang bersangkutan. Sistem pendinginan radiasi pemanasan radiasi, yaitu berdasarkan penyerapan dan pelepasan panas radiasi, dapat memberikan kenyamanan yang lebih baik dari pada sistem udara yang konvensional.

Dalam sistem pendinginan radiasi, temperatur permukaan panel haruslah 1 sampai 2°C lebih tinggi dari pada titik embun (*dew point*) dari udara ruangan. Dengan cara demikian uap air dalam udara tidak akan mengembun pada permukaan panel. Namun, hanya sebagian dari beban sensibel ruangan dapat diserap, sehingga masih diperlukan pemasukan udara tambahan yang dingin dan kering. Hal tersebut dilaksanakan untuk

menyerap sisa kalor sensibel dan kalor laten yang ada, dan untuk memberikan ventilasi. Berdasarkan hal tersebut di atas maka terjadilah sistem udara-panel, seperti terlihat pada Gbr. 4.11.

Apabila sistem udara-panel hendak dipergunakan untuk pemanasan, temperatur permukaan panel sebaiknya 30 sampai 40°C, sesuai dengan lokasinya. Udara tambahan pada temperatur tinggi dan lembab dimasukkan ke dalam ruangan.

Sistem udara-panel seperti diterangkan di atas, dapat memberikan kenyamanan yang lebih tinggi dan memerlukan udara primer lebih sedikit. Dengan demikian ukuran alat penyegar udara dan saluran udara menjadi lebih kecil, dibandingkan dengan sistem penyegaran udara lainnya. Akan tetapi, karena sistem ini menggunakan pipa yang harus ditanamkan di dalam panel, maka ada beberapa kerugiannya. Harga awalnya relatif tinggi dan waktu persiapan operasi pendinginan dan pemanasannya lebih lama; selain itu, ada kemungkinan terjadi kebocoran pada pipa dan reparasinya lebih sukar.



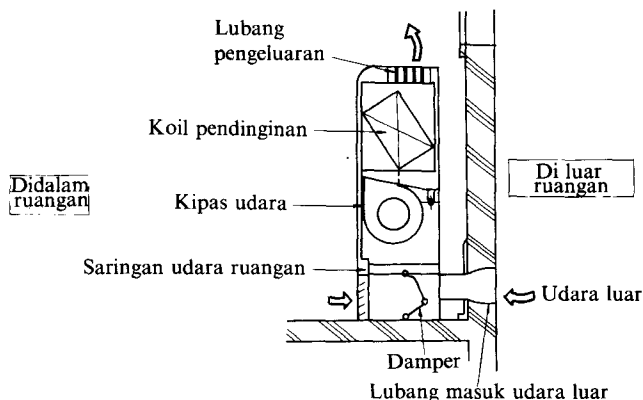
Gbr. 4.11 Sistem udara panel.

4.6 Sistem Air-Penuh

Pada sistem air-penuh air dingin dialirkan melalui unit koil-kipas udara, untuk penyegaran udara (jadi, berbeda dengan sistem udara-air yang menggunakan udara primer).

Dalam hal ini, udara yang diperlukan untuk ventilasi dimasukkan sebagai infiltran melalui celah-celah pintu atau jendela, atau, udara luar yang terisap langsung melalui lubang masuk pada dinding, di sebelah belakang unit koil-kipas udara yang bersangkutan. Hal ini akan menyebabkan ventilasi yang kurang baik. Untuk mengatasi kekurangan tersebut, dalam beberapa hal udara yang diperlukan untuk ventilasi dimasukkan ke dalam ruangan melalui saluran khusus, seperti terlihat pada Gbr. 4.12.

Mengingat karakteristik unit koil-kipas udara tersebut, maka timbul kesulitan pengontrolan kelembaban pada sistem air-penuh, sehingga udara ruangan dapat menjadi terlampau lembab ataupun terlampau kering. Kesulitan ventilasi dan pengaturan kelembaban akan menyebabkan jenis sistem tersebut tidak sesuai untuk melayani gedung yang besar, meskipun harga awalnya rendah.



Gbr. 4.12 Unit koil kipas udara dengan pemasukan udara luar secara langsung.

4.7 Sistem Penyejag Udara Tunggal

Sistem ini terdiri dari kipas udara, koil udara pendingin dan mesin refrigerasi yang berada di dalam satu kotak, dengan terminal pipa air pendingin dan daya listrik di bagian luarnya. Dengan demikian, kerja mesin hanya akan tergantung dari pemasukan air dan daya listrik. Ada empat jenis penyejag udara yang termasuk dalam kelompok ini, yaitu: jenis paket, jenis jendela, jenis lantai dan jenis atap. Pada umumnya, penyejag udara tunggal dirakit di pabrik pembuatnya, kemudian baru dikirimkan ke tempat yang memerlukan; sebelum dapat digunakan, pipa air dan kabel listrik harus dipasang terlebih dahulu.

Mesin refrigerasi yang ada di dalamnya terdiri dari kondensor pendinginan air dan kondensor pendinginan udara yang terpisah dari unit penyejag udara tetapi dihubungkan dengan pipa refrigeran.

Unit penyejag udara tunggal biasanya hanya dipergunakan untuk keperluan pendinginan saja. Tetapi, dengan menambahkan pemanas listrik ataupun koil air panas dan pelembab udara, maka sistem tersebut dapat pula dipergunakan untuk keperluan pemanasan ruangan. Selanjutnya, dengan merubah aliran refrigeran, mesin refrigerasi dapat bekerja sebagai pompa kalor sehingga dapat langsung dipakai untuk keperluan pemanasan.

Kapasitas dari penyejag udara tunggal berkisar antara kurang dari 1 ton refrigerasi* sampai lebih dari 100 Ton Refrigerasi (TR).

Ada tiga sistem penyejagan udara tunggal, yaitu:

- (a) Sebuah penyejag udara untuk setiap ruangan
- (b) Beberapa penyejag udara untuk satu ruangan
- (c) Sebuah penyejag udara melayani beberapa ruangan dengan menggunakan saluran udara/segar.

Pada jenis (a) dan (b), udara dingin dari mesin penyejag udara dapat dimasukkan langsung ke dalam ruangan, atau dialirkan melalui saluran udara dan dimasukkan ke

* Ton Refrigerasi merupakan satuan yang biasa dipergunakan sebagai ukuran kapasitas mesin refrigerasi. Apabila 1 ton (= 1000 kg) air pada 0°C didinginkan dalam sehari (= 24 jam) sehingga menjadi es pada 0°C, maka jumlah kalor yang harus dikeluarkan dinyatakan sama dengan 1 Ton Refrigerasi, atau sama dengan 3320 kcal/jam. Dalam sistem non metrik, 1 Ton Refrigerasi adalah ekuivalen dengan 3024 kcal/jam (dengan menyatakan 1 ton = 200 lb). Satuan tersebut terakhir inilah yang kemudian dipakai dalam teknik pendinginan pada umumnya.

dalam ruangan melalui beberapa tempat. Cara tersebut terakhir banyak dipergunakan untuk melayani ruangan berukuran besar, di mana beban kalor ruangan tidak terbagi rata, atau untuk melayani ruangan yang memerlukan distribusi udara maupun distribusi temperatur yang baik.

Namun, karena sistem penyebar udara tunggal biasanya dibuat secara masal dan distandarisasikan, maka harga awalnya rendah, mudah dijalankan dan mudah perawatannya. Jadi, kapasitas mesin refrigerasi yang dibuat itupun ditetapkan menurut beberapa tingkatan, sehingga boleh dikatakan tidak mungkin tepat sama dengan yang dikehendaki. Dengan demikian tidak dapat memberikan respons yang cepat terhadap temperatur ruangan yang sangat rendah atau beban kalor laten yang besar.

Oleh karena itu sistem penyebar udara tunggal pada umumnya dipergunakan untuk rumah, gudang dan gedung-gedung yang tidak memerlukan pengaturan temperatur dan kelembaban yang teliti. Selain itu, sistem tersebut banyak dipergunakan sebagai pembantu atau untuk mengatasi keadaan darurat, apabila sistem penyebaran udara utama dihentikan atau mengalami kerusakan.

4.8 Aplikasi Sistem Penyebaran Udara untuk Berbagai Macam Gedung

Seperti telah diterangkan di atas, jenis ruangan yang harus dilayani banyak ragamnya; demikian pula, banyak jenis sistem penyebaran udara yang dapat dipakai. Meskipun dalam pasal 4.1 telah diberikan persyaratan untuk memilih sistem penyebaran udara, namun tidak selalu dapat memenuhi semua keinginan yang diminta. Tabel 4.1 memberikan faktor untung-rugi dari sistem penyebaran udara untuk gedung kantor yang akan beroperasi sepanjang tahun. Dalam memilih sistem penyebaran udara, kesesuaiannya hendaknya diperiksa dengan saksama. Adakalanya diperlukan kombinasi dua atau lebih sistem untuk memenuhi suatu kebutuhan tertentu.

4.8.1 Gedung Kantor

Penyebaran udara gedung kantor diperlukan untuk memberikan kenyamanan lingkungan kerja bagi para karyawan. Dalam banyak hal penyebaran udara itu juga diadakan untuk melindungi peralatan kantor. Di dalam gedung yang terdiri dari ruangan pribadi dan ruangan pertemuan, sebaiknya terdapat pengatur temperatur dan kelembaban atau penyebar udara untuk setiap kelompok ruangan dengan tingkat kegiatan yang sama.

Sebuah gedung besar dapat dibagi menjadi daerah perimeter (pinggir), yang dipengaruhi oleh kondisi udara luar; dan daerah interior (dalam), yang tidak banyak dipengaruhi oleh kondisi udara luar dan karena selalu ada tambahan kalor (*heat gain*) di dalam ruangan, boleh dikatakan selalu memerlukan pendinginan.

Gedung kecil di mana daerah perimeter dan daerah interiornya tidak dapat dibedakan lagi, dan daerah perimeter dari gedung besar, biasanya menggunakan sistem saluran tunggal dengan volume udara yang variabel, dengan unit induksi atau unit koil-kipas udara. Untuk daerah interior gedung besar biasanya dipakai sistem saluran udara tunggal dengan volume udara konstan. Bagi gedung yang sederhana tersedia sistem saluran udara tunggal dengan volume udara konstan.

Untuk penyebaran udara gedung kantor, sebaiknya pembagian daerah dilakukan berdasarkan titik-titik kardinal, lama kegiatan, adanya ruangan khusus seperti ruangan pertemuan dan sebagainya.

Tabel 4.1 Perbandingan kualitatif antara beberapa sistem penyebar udara.

Sistem ¹⁾	Biaya awal ²⁾	Biaya operasi Saluran watan	Pengaturan temperatur ruangan	Bunyi bising	Gerakan udara	Persyaratan ruangan	Flexibilitas fisik
Sistem udara penuh							
Saluran tunggal (CAV)	L	M	Sedang	Baik sekali	Baik sekali	Dapat dipertimbangkan	Terbatas
Saluran tunggal (VAV)	M	L-M	Baik	Baik	sekali	"	Terbatas
Saluran tunggal (CVA)	M-H	H	Baik sekali	Baik	Baik sekali	Tinggi	Terbatas
Sistem air udara							
Saluran tunggal	M-H	M	Baik	Baik	Baik	Dapat dipertimbangkan	Terbatas
Setiap tingkat dalam gedung	M	L	Baik	Baik	Baik	Sedang	Terbatas
FCU-saluran (2 pipa)	L-M	L	Baik	Sedang	Baik sekali	Rendah	Baik
FCU-saluran (4 pipa)	M-H	L	Baik sekali	Sedang	Baik sekali	Rendah	Baik
Unit induksi (2 pipa)	L-M	L-M	Baik	Sedang	Baik sekali	Rendah	Sedang
Unit induksi (3 pipa)	M-H	L-M	Baik sekali	Sedang	Baik sekali	Rendah	Sedang
Panel Udara	H	L	Baik sekali	Baik sekali	Baik	Rendah	Baik sekali
Sistem air penuh							
Penyebar udara paket (saluran)	L-M	L	Sedang	Kurang	Baik	Sedang	Baik

¹⁾ CAV: Constant Air Volume (Volume Udara konstan),
VAV: Variable Air Volume (Volume Udara Variabel)
FCU: Fan Coil Unit (Koil Kipas Udara)

²⁾ L: Rendah M: Sedang H: Tinggi

4.8.2 Hotel

Hotel terdiri dari ruang tamu, ruangan umum seperti ruang duduk, ruang makan, ruang pertemuan, dan sebagainya.

Mengenai ruang tamu, sebaiknya sistem penyebar udara dilengkapi dengan pengatur temperatur dan kelembaban. Dengan demikian temperatur dan kelembabannya dapat disesuaikan dengan keperluan, seperti umur, jenis kelamin dari tamu, dan sebagainya. Oleh karena itu, biasanya dipakai sistem air udara dengan unit koil-kipas udara atau unit induksi, di mana volume udara primer merupakan jumlah yang diperlukan untuk memberikan ventilasi bagi kamar mandi dan kloset.

Ruangan umum hendaknya ditempatkan sesuai dengan tujuan penggunaannya, di mana setiap ruangan tersebut dilayani oleh saluran tunggal jenis sentral.

Pada hotel yang khusus dipakai untuk keperluan pekerjaan, sebaiknya digunakan sistem saluran udara tunggal untuk ruang tamu dan pemanas pada setiap saluran cabang ke setiap ruang tamu. Dalam hal tersebut dapat pula digunakan unit pemanas unit koil-kipas udara jenis air penuh, pendingin ruangan yang terpasang pada dinding, atau pendingin ruangan jenis pompa kalor.

Untuk rumah-rumah apartemen dan asrama dapat digunakan sistem penyebar udara yang biasa dipakai untuk hotel. Namun, haruslah diperhatikan ventilasi untuk dapur.

4.8.3 Rumah Sakit

Rumah sakit terdiri dari beberapa bagian, misalnya bagian penyakit dalam, bedah, kebidanan dan kandungan, patologi, dan sebagainya, termasuk bangsal, klinik dan ruang perawatan serta perlengkapannya antara lain untuk ruang pemeriksaan, ruang operasi, ruang radioskopi, dan sebagainya. Selain itu, terdapat ruang pelayanan seperti kantor administrasi, ruang jaga dan sebagainya.

Rumah sakit berbeda dari jenis bangunan lainnya, di mana lingkungannya harus dijaga supaya tetap bersih untuk mencegah penyebaran dan berkembangnya bakteri patogenik. Oleh karena itu ruangan yang tersedia hendaknya dibagi menjadi beberapa daerah, sedemikian rupa sehingga tidak terjadi pencampuran udara yang mengandung kuman penyakit.

Untuk bangsal, hendaknya dipakai sistem penyebaran udara jenis air-udara dengan unit koil-kipas udara atau unit induksi. Dalam hal tersebut udara primer dimasukkan ke dalam ruangan untuk ventilasi dan bekerja dengan sistem udara luar penuh. Saringan udara yang dipergunakan hendaknya dirawat dengan cermat, diperiksa dan dibersihkan dengan sebaik-baiknya untuk mencegah penularan penyakit.

Untuk ruangan konsultan, sebaiknya dipakai sistem penyebaran udara jenis air-udara dengan pengaturan yang terpisah satu sama lain. Sedangkan untuk ruang tunggu boleh dipergunakan sistem sentral atau sistem unit paket. Ruang operasi hendaknya menggunakan sistem saluran tunggal dengan penyebar udara yang terpisah. Sistem yang sama dapat dipakai pada ruang pemeriksaan dan radioskopi, dengan catatan bahwa dalam hal ini dipakai sistem udara luar penuh dan udara yang masuk ke dalam ruangan haruslah bebas debu. Untuk ruangan pengurus rumah sakit dan pelayanan dipakai sistem penyebaran udara seperti yang dipergunakan di gedung kantor.

4.8.4 Toko Serba-Ada dan Pusat Pertokoan

Dalam toko serba-ada, setiap tingkat biasanya menjual barang yang dapat dimasukkan dalam kelompok yang sama. Dalam hal tersebut jumlah pengunjung dan pramuniaga berbeda, sehingga beban kalornya berbeda pula. Jadi, dalam hal tersebut setiap tingkat dilayani oleh sistem penyebaran udara yang khusus. Pusat perbelanjaan, yang biasanya merupakan modifikasi dari toko serba ada, pada umumnya menggunakan sistem saluran tunggal yang murah. Ruangan di mana terdapat makanan yang didinginkan dalam lemari pendingin, kadang-kadang tidak memerlukan pendinginan.

Dalam banyak hal, toko serba-ada dan pusat perbelanjaan menggunakan sistem dengan beberapa unit paket di mana udara dingin dimasukkan langsung ke dalam ruangan, dari unit-unit tersebut.

4.8.5 Gedung Bioskop, Gedung Pertemuan Umum, Mesjid, Gereja dan sebagainya

Gedung yang termasuk dalam kelompok ini mempunyai luas lantai yang besar dengan langit-langit yang tinggi dan dapat menampung jumlah pengunjung yang banyak dalam suatu waktu tertentu. Untuk pelayanan yang tidak tetap seperti hal tersebut di atas, sistem penyebaran udara yang hendak dipakai haruslah memperhitungkan kalor yang terserap oleh bangunan dan pendinginan ruangan, sedemikian rupa sehingga kapasitas mesin pendinginnya tidak terlampaui besar. Dalam hal pemanasan ruangan, jika kita tidak melakukan operasi pemanasan ruangan sebelum ruangan tersebut dipergunakan, maka untuk jangka waktu yang panjang kita tidak dapat memberikan pengaruh pemanasan itu kepada pengunjung.

Ruangan penonton atau pengunjung sebaiknya menggunakan sistem saluran tunggal, yang pada umumnya memasukkan udara dingin ke dalam ruangan melalui langit-langit atau dinding samping. Dalam hal tersebut udara ke luar dari ruangan melalui lantai di bawah tempat duduk atau melalui bagian samping dari panggung. Untuk gedung dengan langit-langit yang tinggi di mana udara panas akan naik ke atas, pemanasan sebaiknya dilakukan dengan memasukkan udara panas melalui panel pada lantai. Oleh karena tarikan udara dingin dapat terjadi di panggung, maka mesin penyebar udara yang dipergunakan harus dipasang dengan radiator pada dinding untuk mencegah jatuhnya udara dingin.

Dalam gedung yang termasuk dalam kelompok ini, ruangan yang ada tidak semuanya dipergunakan pada saat yang sama. Oleh karena itu, dalam perancangan sistem penyebaran udara faktor penggunaan ruangan hendaknya dipertimbangkan dengan saksama, sehingga dapat dipilih mesin penyebar udara dengan kapasitas yang tepat.

4.8.6 Industri

Sistem penyebaran udara untuk keperluan industri dibagi menjadi dua golongan, yaitu penyebaran udara untuk kenyamanan, untuk memberikan kenyamanan lingkungan kerja bagi karyawan; dan penyebaran udara industri, untuk mengatur temperatur dan kelembaban dari udara yang dipergunakan dalam proses produksi, penyimpanan, lingkungan kerja mesin, dan sebagainya.

Dalam setiap sistem tersebut di atas, maka faktor yang terpenting adalah segi ekonominya, setelah terlebih dahulu mempertimbangkan terjaminnya mutu produksi dan usaha meningkatkan produktivitasnya.

Dalam sistem penyebaran udara untuk industri persyaratan temperatur dan kelembaban udara yang diminta akan sangat tergantung dari jenis pabrik dan jenis produksinya. Oleh karena itu pun sistem penyebaran udara dapat berbeda satu sama lain. Dalam proses perencanaan dan perancangan sistem penyebaran udara, hendaknya dibicarakan terlebih dahulu dengan insinyur dan karyawan yang bersangkutan tentang persyaratan yang harus dipenuhi dan harga awal dari instalasi yang akan dipergunakan.

4.8.7 Tempat Tinggal

Rumah banyak ragamnya, sehingga sistem penyebaran udara yang dipakai bermacam-macam pula, tergantung pada tingkat kegiatan keluarga, pekerjaan dan pendapatannya.

Rumah yang besar dan mewah biasanya dilengkapi dengan ruang mesin dan sistem penyebaran udara saluran tunggal sentral untuk melayani seluruh kebutuhan rumah. Dalam hal tersebut dapat juga dipergunakan sistem air penuh dengan unit koil-kipas udara atau sistem unit paket.

Untuk pendinginan rumah pada umumnya, biasanya satu atau dua ruangan dilayani oleh pendingin ruangan.

Untuk penyebaran udara apartemen dapat dipergunakan sistem seperti yang dipakai untuk rumah biasa, bagi setiap tempat tinggal penghuni. Namun, dapat pula dipergunakan sistem saluran tunggal sentral atau sistem unit koil-kipas udara.

Dalam perancangan sistem penyebaran udara untuk tempat tinggal, hendaknya diusahakan agar kebisingan instalasi tidak merambat ke dalam ruangan. Selain itu, harus pula diusahakan agar pembicaraan di satu kamar tidak terdengar oleh penghuni di kamar yang lain, melalui saluran udara penyebar. Selanjutnya, untuk menekan biaya awal dan

biaya operasinya, maka dalam pemilihan mesin sebaiknya diperhitungkan faktor penggunaannya.

4.9 Penyegar Udara

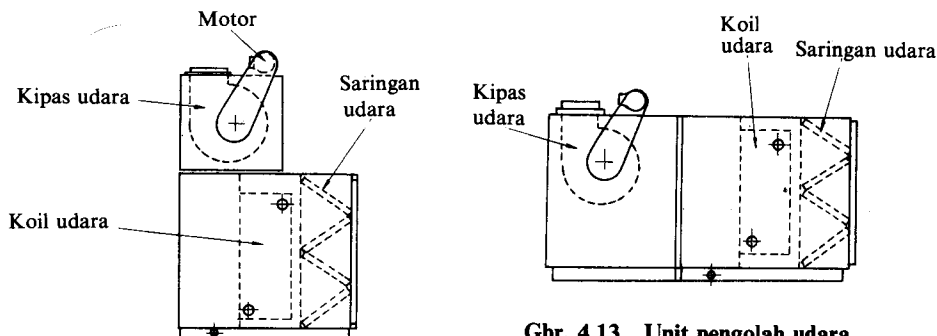
4.9.1 Penyegar Udara Sentral

Penyegar udara sentral merupakan dasar dari kebanyakan jenis penyegar udara. Penyegar udara terdiri dari motor listrik dan kipas udara, koil udara, pelembab udara dan saringan udara, semuanya terletak di dalam satu kotak. Pendingin awal, pemanas awal, pemanas ulang ataupun damper simpangan dapat pula dipergunakan sebagai aksesori.

Baru-baru ini banyak dipakai penyegar udara sentral, yang dirakit oleh pabrik. Jenis penyegar udara ini dinamai unit pengolah udara ("air handling unit"). Sebelum dikirimkan ke tempat instalasi, semua komponen dipasang dalam satu kotak di bengkel pabrik, kemudian unit tersebut diisolasi dan dicat. Penyegar udara yang konvensional biasanya dirakit di tempat instalasi. Dalam hal tersebut, semua komponen diletakkan pada fondasi (beton atau jenis yang lain), kemudian ditutup dengan pelat baja sehingga merupakan kotak atau lemari. Setelah itu diberi isolasi dan dicat.

Pada waktu ini mesin penyegar udara dirakit di tempat instalasi hanya dalam keadaan tertentu, misalnya: apabila ruangan yang tersedia tidak sesuai dengan bentuk dan ukuran mesin penyegar udara yang dirakit di pabrik, atau apabila terdapat kesulitan dalam transportasinya, dan sebagainya.

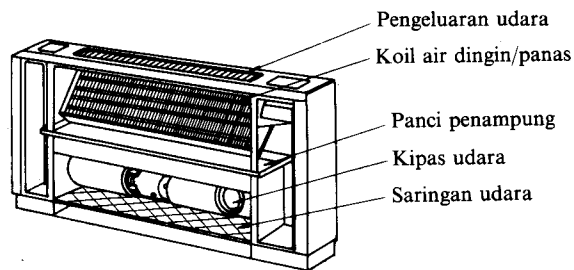
Unit pengolah udara tersedia dengan kapasitas antara 2000–1000.000 m³/jam, dalam berbagai ukuran sesuai dengan standar yang diberikan oleh pabrik pembuatnya. Ada dua jenisnya, yaitu jenis vertikal dan jenis horisontal (Lihat Gbr. 4.13). Jenis kipas udara yang digunakan tergantung dari volume udara dan tekanan yang diinginkan. Kipas udara yang banyak dipakai adalah jenis daun berganda (*multiblade*). Koil udara dibuat dari pipa bersirip pelat; dalam hal tersebut pipa dibuat dari tembaga, sedangkan sirip dibuat dari aluminium. Ada dua jenis koil udara, satu untuk pendinginan dan yang lain untuk pemanasan; namun, dapat dipergunakan satu koil udara saja yang dapat dipakai untuk pendinginan dan pemanasan. Pelembaban udara yang banyak dipakai adalah jenis penyemprotan air dan jenis pancaran uap; panci pelembab sudah jarang dipergunakan. Ada beberapa macam saringan udara (Lihat Bab 6), misalnya jenis satuan (*unit type*) dan jenis otomatis (jenis layar bergerak). Bahan saringan yang dipakai adalah fiber glass, nilon, busa vinil, dan sebagainya. Unit pengolah udara lainnya adalah jenis daerah ganda, seperti terlihat pada Gbr. 4.7.



Gbr. 4.13 Unit pengolah udara.

4.9.2 Unit Koil-Kipas Udara

Unit koil-kipas udara adalah penyejuk udara kecil yang dipergunakan di dalam ruangan, terdiri dari kipas udara, motor listrik, koil udara dan saringan udara yang terletak dalam satu kotak, seperti terlihat pada Gb. 4.14. Di dalam unit tersebut, udara ruangan yang diisap masuk diatur temperatur serta kelembabannya, kemudian dimasukkan kembali ke dalam ruangan. Unit tersebut dapat merupakan jenis lantai atau jenis langit-langit, yang dapat diletakkan di atas lantai atau digantungkan pada langit-langit, atau ditanamkan di dalamnya. Unit koil-kipas udara dapat dipasang langsung di dalam ruangan dan pada umumnya dibatasi pada tingkat kebisingan 35 dBA, pada jarak 1 meter dari unit tersebut.*² *³



Gbr. 4.14 Unit koil-kipas udara.

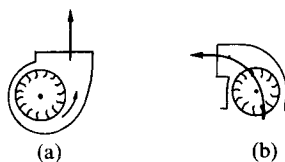
4.9.3 Unit Induksi

Unit induksi, seperti unit koil-kipas udara, dipasang langsung di dalam ruangan. Unit tersebut mempunyai kotak udara, nosel, koil udara sekunder dan penutup (Gbr. 4.15) Damper simpangan ataupun saringan udara dapat pula dipakai sebagai aksesori.

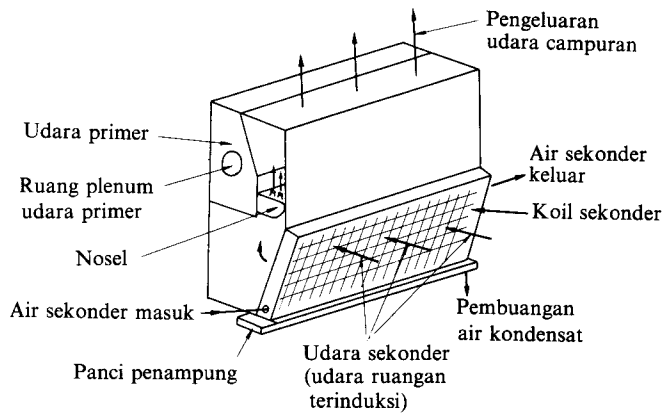
Dalam unit induksi, udara segar dari penyejuk udara sentral (dinamai udara primer) dimasukkan ke dalam kotak udara primer, kemudian dialirkan melalui nosel, sehingga udara masuk dengan kecepatan tinggi ke dalam ruang pencampur. Dengan pengaruh induksi dari pancaran udara tersebut, udara ruangan (udara sekunder) terisap dan masuk melalui koil udara sekunder sehingga didinginkan atau dipanaskan, kemudian dicampur dengan udara primer dan masuk ke dalam ruangan yang akan disegarkan.

*²: Kipas udara daun-banyak, Gbr (a), mempunyai sebuah impeler dengan sudu melengkung ke depan yang pendek. Dapat memberikan tekanan statik dari 10 mm H₂O untuk yang berukuran besar. Banyak dipakai dalam sistem penyejukan udara dan ventilasi.

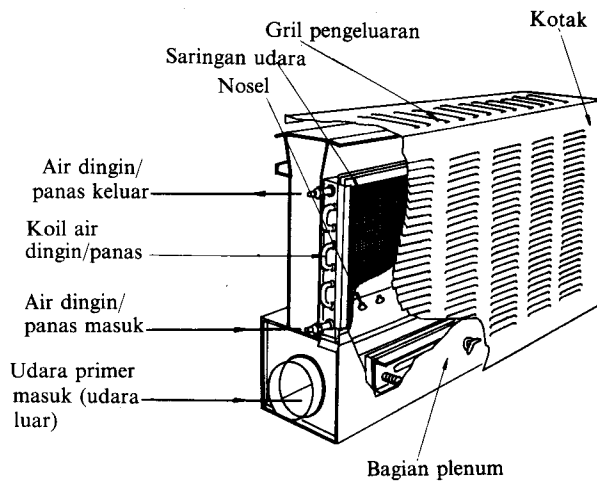
*³: Kipas udara aliran melintang, seperti pada kipas udara daun banyak, mempunyai sebuah impeler dengan daun sudu melengkung ke depan, mengalirkan udara melintang di dalam impeler [lihat Gbr. (b)]. Banyak dipakai pada unit koil kipas udara.



Gbr. 4.15 dan 4.16 menunjukkan konstruksi dari unit yang ada. Tekanan nosel*⁴ berkisar antara 25 sampai 70 mmH₂O untuk unit yang pertama, dan antara 5 sampai 12 mmH₂O untuk unit yang terakhir.



Gbr. 4.15 Unit induksi jenis tekanan tinggi.

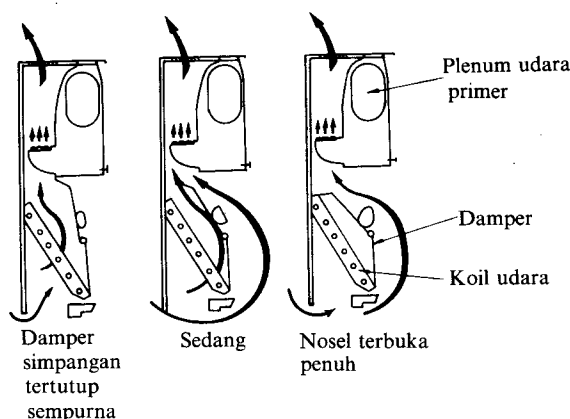


Gbr. 4.16 Unit induksi jenis tekanan rendah.

Perbandingan pemasukan (*entrainment ratio*) dari udara ruangan kira-kira 3 sampai 5 untuk unit yang pertama, dan sekitar 1 sampai 2 untuk unit yang terakhir. Kedua unit induksi ini dapat pula secara berturut-turut disebut jenis tekanan tinggi dan jenis tekanan rendah.

Kapasitas pendinginan dan pemanasan dari unit induksi dapat diatur oleh volume udara primer, dengan temperatur dan kelembabannya, tetapi juga dapat diatur oleh temperatur air dingin atau air panas yang dialirkan ke dalam koil sekunder, atau oleh simpangan udara sekunder (Lihat Gbr. 4.17). Bentuk nosel yang dipergunakan tergantung dari pabrik pembuatnya. Namun, hendaknya bentuk nosel yang dipakai itu dapat memberikan kualitas pemasukan (*entrainment quality*) yang baik dan tidak terlalu

*4: Supaya udara yang dimasukkan ke dalam kotak udara primer dapat dialirkan melalui nosel sehingga mencapai kecepatan tinggi, maka tekanan udara di dalam kotak udara primer haruslah cukup tinggi. Tekanan tersebut dinamai tekanan nosel.



Gbr. 4.17 Pengaturan simpangan pada unit induksi.

bising. Tingkat kebisingan yang diperbolehkan berkisar antara 25 sampai 40 dB(A). Untuk hal tersebut kotak udara primer dilapisi dengan isolator untuk panas maupun untuk meredam kebisingan. Koil udara biasanya terdiri dari satu baris pipa bersirip pelat yang memberikan tahanan aliran udara relatif rendah.

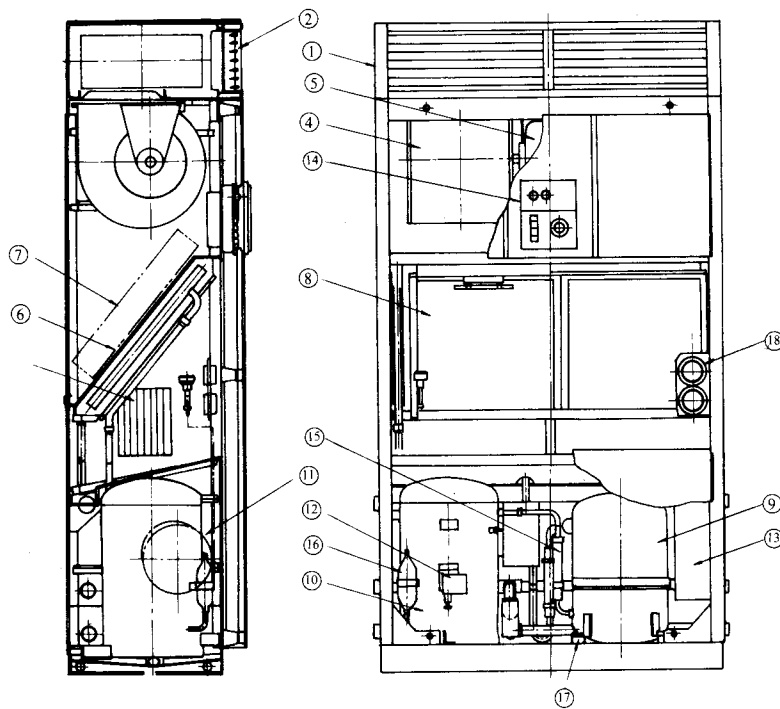
Unit induksi tersedia dalam jenis lantai dan jenis langit-langit, dapat dipasang di luar atau ditanam (Lo-Boy) seperti telah diterangkan dalam pasal tentang unit koil-kipas udara. Volume udara primer dan volume udara sekunder yang terinduksi dapat diatur oleh ukuran unit maupun oleh jumlah nosel yang dipergunakan.

4.9.4 Penyegar Udara Jenis Paket

Penyegar udara jenis paket terdiri dari peralatan penyegar dan refrigerator yang terletak dalam satu rumah. Gbr. 4.18 menunjukkan sebuah konstruksi, di mana komponen dari penyegar udara tersebut yang terdiri dari kipas udara, koil udara, saringan udara dan panci penampung terletak di bagian atas dari rumah. Dengan demikian udara yang terinduksi melalui lubang masuk akan mencapai temperatur dan kelembaban yang diinginkan. Selanjutnya udara tersebut ditekan masuk ke dalam ruang plenum yang ada di bagian atas kipas udara, kemudian masuk ke dalam ruangan. Dalam keadaan di mana satu penyegar udara paket harus melayani beberapa ruangan, maka udara dimasukkan ke dalam ruangan melalui saluran udara dari ruang plenum. Koil udara yang dipergunakan biasanya dari jenis ekspansi langsung (*DX coil*), di mana refrigeran cair dari konsensor diuapkan sehingga udara yang mengalir melalui koil udara tersebut menjadi dingin dan kering.

Penyegar udara jenis paket semula ditujukan untuk pendinginan, tetapi dapat juga dipergunakan untuk pemanasan apabila dilengkapi dengan koil pemanas yang bekerja dengan uap atau air panas, atau dengan pemanas listrik.

Di bagian bawah dari penyegar udara terdapat mesin pendingin yang terdiri dari kompresor, kondensor, pengontrol otomatis dan peralatan listrik. Kompresor yang dipakai dapat berupa kompresor torak atau kompresor putar. Motor listrik yang dipakai berdaya sekitar 7.5 KW dan biasanya dari jenis hermetik, di mana motor dan kompresor terbungkus dalam satu rumah. Dalam hal ini dapat dipakai kondensor dengan pendinginan udara atau pendinginan air. Jika dipakai kondensor pendinginan air, kondensor biasanya diletakkan di dalam unit. Sedangkan kondensor pendinginan udara biasanya diletakkan di luar unit tersebut; pipa refrigeran menghubungkan kondensor



- | | |
|--------------------------|-----------------------------------|
| 1. Ruang plenum | 10. Kondensor |
| 2. Gril pengeluaran | 11. Pipa kapilar |
| 3. Lubang masuk pembantu | 12. Saklar tekanan/tekanan tinggi |
| 4. Kipas udara | 13. Kotak saklar elektromagnetik |
| 5. Motor kipas udara | 14. Panel kontrol |
| 6. Pendingin | 15. Pipa flexibel |
| 7. Pemanas | 16. Saringan pengering |
| 8. Saringan udara | 17. Karet peredam getaran |
| 9. Kompresor | 18. Pengukur tekanan campuran |

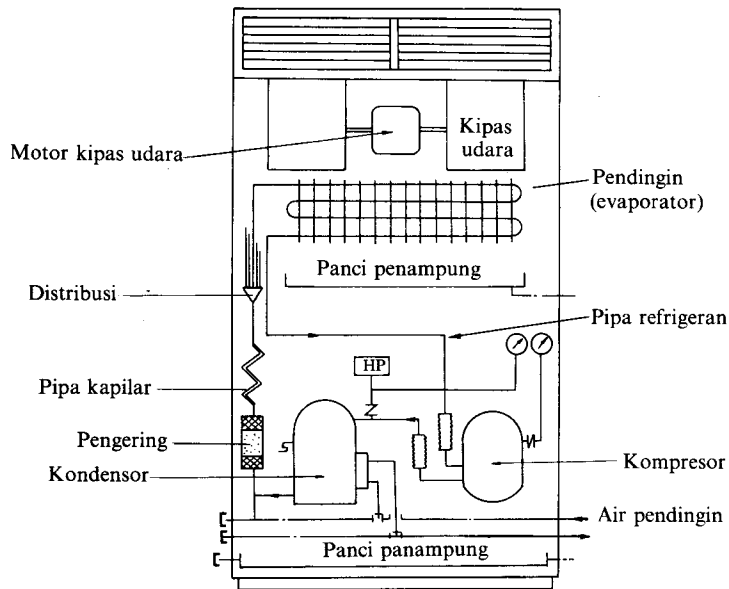
Gbr. 4.18 Penyegar udara paket.

dengan mesin penyegar udara. Gbr. 4.19 menunjukkan sistem pipa dari jenis penyegar udara paket dengan pendinginan air.

Penyegar udara jenis paket berkapasitas antara 3 sampai 10 TR (Ton Refrigeran) dan dirancang untuk memberikan kenyamanan normal maupun untuk keperluan industri atau keperluan lain, di mana dapat diperoleh udara bertemperatur dan berkelembaban rendah. Penyegar udara dari jenis pompa kalor tersedia untuk keperluan pendinginan maupun untuk pemanasan.

Pada jenis ini banyak dipergunakan kipas udara jenis daun-banyak, dengan pengisapan tunggal untuk unit berkapasitas kecil atau pengisapan ganda untuk unit berkapasitas besar. Koil udara terbuat dari beberapa pipa tembaga dengan sirip aluminium, dari jenis ekspansi langsung dengan refrigeran*⁵ R-12, R-22 atau R-500. Selama proses pendinginan, air yang ada dalam udara mengembun pada koil pendingin dan dialirkan keluar melalui panci penampung.

*5: Fluida kerja dari mesin refrigerasi disebut refrigeran. Keterangan terperinci mengenai hal tersebut diberikan dalam Bab 5, khususnya dalam pasal 5-3.



Gbr. 4.19 Sistem pipa dari penyejangan udara paket.

Penyejangan udara paket, yang dirakit di pabrik, sebenarnya tidak cocok untuk penyejangan udara sepanjang tahun karena tinggi biaya perawatannya; di samping itu, efisiensi kipas udara dan kompresor relatif rendah. Namun, jenis ini banyak dipergunakan dalam berbagai gedung, terutama karena harga awalnya yang rendah.

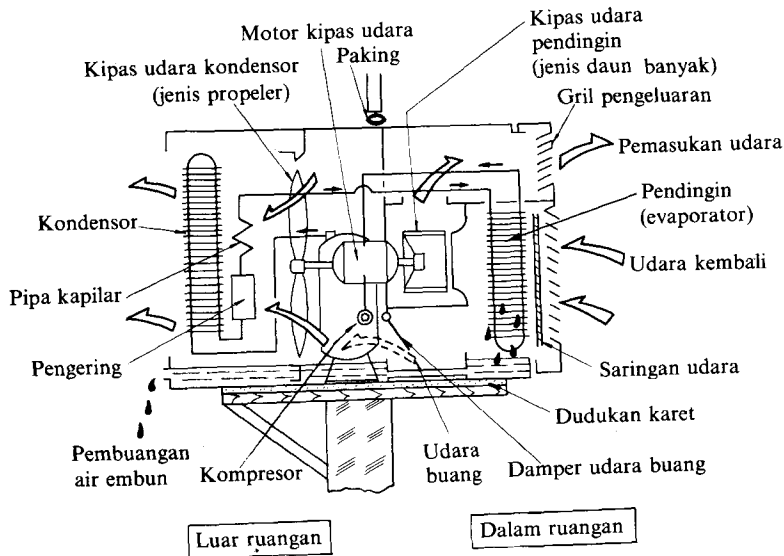
4.9.5 Penyejangan Udara Kamar

Penyejangan udara kamar adalah penyejangan udara paket berukuran kecil dengan kapasitas pendinginan antara 0,5 sampai 2 TR; tersedia dalam jenis lantai, langit-langit, jenis dinding, dan jenis jendela. Kondensor dengan pendinginan air dipakai pada instalasi yang besar, tetapi dapat juga dipakai kondensor dengan pendinginan udara; kondensor dengan pendinginan udara biasanya diletakkan di luar kamar, terpisah dari unit tersebut. Kadang-kadang dipakai pula kondensor yang dapat berfungsi sebagai evaporator pada musim dingin dan sebagai pompa panas untuk pemanasan.

Gbr. 4.20 menunjukkan konstruksi penyejangan udara jenis jendela dengan kompresor torak atau kompresor putar. Kipas udara daun-banyak dipasang di dalam kamar (di bagian evaporator), sedangkan kipas udara propeler dipasang di bagian luar (di bagian kondensor); motor listrik menggerakkan kedua kipas udara tersebut. Koil udara pendingin (evaporator) dan kondensor terdiri dari pipa-pipa bersirip pelat aluminium. Pengaturan temperatur kamar dapat dilakukan dengan menjalankan dan menghentikan kerja kompresor, berdasarkan pengukuran temperatur masuk. Penyejangan udara ruangan yang biasanya berukuran kecil, mudah dipasang dan dijalankan; di samping itu, kapasitas pendinginannya cukup besar. Jenis ini banyak digunakan di rumah maupun di dalam gedung. Untuk keperluan pemanasan, mesin ini dilengkapi dengan pemanas listrik dan koil udara dengan uap atau air panas sebagai fluida kerjanya.

Penyejangan udara ruangan dapat memadai penyejangan udara sentral berkapasitas besar jika ditinjau dari segi biaya awalnya. Namun, jenis tersebut pertama kurang baik jika dibandingkan dengan jenis yang kedua jika ditinjau dari segi distribusi udara, penya-

ringan debu, ventilasi, pengaturan temperatur dan pengaturan kelembaban udara serta peredaman suara, khususnya dalam musim pancaroba.



Gbr. 4.20 Pendingin ruangan jenis jendela.

BAB 5. REFRIGERASI DAN MESIN REFRIGERASI

5.1 Siklus Refrigerasi dan Mesin Refrigerasi

Siklus refrigerasi untuk pendinginan yang banyak dipakai adalah siklus refrigerasi kompresi uap dan siklus refrigerasi absorpsi.

Seperti halnya pada mesin refrigerasi untuk penyegaran udara, perlengkapan tersebut di bawah ini kebanyakan dipakai juga pada mesin refrigerasi untuk pendinginan.

A. Unit refrigerasi kompresi uap

- (1) Sistem ekspansi langsung
 - a. Gabungan dari mesin refrigerasi dan unit pendingin udara
 - b. Penyegar udara paket
 - c. Penyegar udara ruangan
- (2) Sistem ekspansi tak langsung
 - a. Unit pendingin air
 - b. Unit pendingin air secara sentrifugal

B. Unit refrigerasi absorpsi

- (1) Unit pendingin air absorpsi satu tingkat
- (2) Unit pendingin air absorpsi dua tingkat

Keterangan tentang siklus refrigerasi dari mesin refrigerasi tersebut akan diberikan dalam pasal berikut ini.

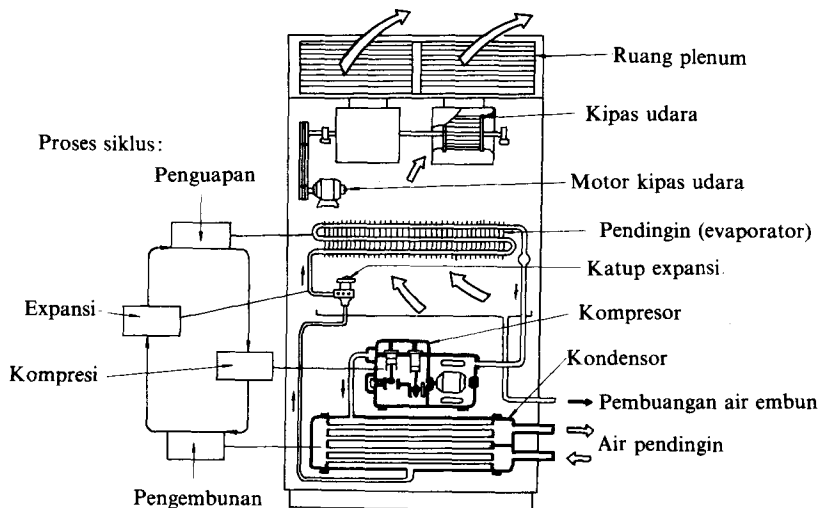
5.2 Beberapa Siklus Refrigerasi

5.2.1 Siklus Refrigerasi dari Penyegar Udara Paket

Sebagai contoh, siklus refrigerasi dari penyegar udara paket pendinginan air akan diterangkan sebagai berikut (Lihat Gbr. 5.1.)

(1) Penguapan

Evaporator (penguap) yang dipakai berbentuk pipa bersirip pelat. Tekanan cairan refrigeran yang diturunkan pada katup ekspansi, didistribusikan secara merata ke dalam pipa evaporator, oleh distributor refrigeran. Dalam hal tersebut refrigeran akan menguap dan menyerap kalor dari udara ruangan yang dialirkan melalui permukaan luar dari pipa evaporator. Apabila udara didinginkan (di bawah titik embun), maka air yang ada dalam udara akan mengembun pada permukaan evaporator, kemudian ditampung dan dialirkan keluar. Jadi, cairan refrigeran diuapkan secara berangsur-angsur karena menerima kalor sebanyak kalor laten penguapan, selama mengalir di dalam setiap pipa dari koil evaporator. Selama proses penguapan itu, di dalam pipa akan terdapat campuran refrigeran dalam fasa cair dan gas. Dalam keadaan



Gbr. 5.1 Siklus refrigerasi dari penyegar udara jenis paket.

tersebut, tekanan (tekanan penguapan) dan temperaturnya (temperatur penguapan) konstan. Oleh karena itu temperaturnya dapat dicari dengan mengukur tekanan refrigeran di dalam evaporator.

Tabel 5.1. menunjukkan hubungan antara temperatur penguapan dan tekanan penguapan. Uap refrigeran (uap jenuh kering) yang terjadi karena penguapan sempurna di dalam pipa, dikumpulkan di dalam sebuah penampung uap (*header*). Selanjutnya, uap tersebut diisap oleh kompresor.

Tabel 5.1 Temperatur penguapan dan tekanan penguapan dari beberapa refrigeran.

Temperatur penguapan (°C)	Tekanan (lebih) penguapan (kg/cm ²)			
	R12	R22	R500	R502
5	2,67	4,97	3,31	5,75
6	2,78	5,15	3,46	5,96
7	2,91	5,35	3,61	6,17

Catatan: Lihat pasal 5.3.2 untuk R12, R22, dan lainnya, menunjukkan jenis refrigeran.

(2) Kompresi

Kompresor mengisap uap refrigeran dari ruang penampung uap. Di dalam penampung uap, tekanannya diusahakan supaya tetap rendah, supaya refrigeran senantiasa berada dalam keadaan uap dan bertemperatur rendah. Di dalam kompresor, tekanan refrigeran dinaikkan sehingga memudahkan pencairannya kembali. Energi yang diperlukan untuk kompresi diberikan oleh motor listrik yang menggerakkan kompresor. Jadi, dalam proses kompresi energi diberikan kepada uap refrigeran.

Pada waktu uap refrigeran diisap masuk ke dalam kompresor, temperaturnya masih rendah; tetapi, selama proses kompresi berlangsung, temperaturnya naik.

Jumlah refrigeran yang bersirkulasi dalam siklus refrigerasi tergantung pada jumlah uap yang diisap masuk ke dalam kompresor.

(3) Pengembunan (Kondensasi)

Uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi pada akhir kompresi dapat dengan mudah dicairkan dengan mendinginkannya dengan air pendingin (atau dengan udara pendingin pada sistem dengan pendinginan udara) yang ada pada temperatur normal. Dengan kata lain, uap refrigeran menyerahkan panasnya (kalor laten pengembunan) kepada air pendingin (atau udara pendingin) di dalam kondensor, sehingga mengembun dan menjadi cair. Jadi, karena air (udara) pendingin menyerap panas dari refrigeran, maka ia akan menjadi panas pada waktu keluar dari kondensor.

Selama refrigeran mengalami perubahan dari fasa uap ke fasa cair, di mana terdapat campuran refrigeran dalam fasa uap dan cair, tekanan (tekanan pengembunan) dan temperaturnya (temperatur pengembunan) konstan. Oleh karena itu temperaturnya dapat dicari dengan mengukur tekanannya, Tabel 5.2 menunjukkan hubungan antara temperatur pengembunan (kondensasi) dan tekanan pengembunan (kondensasi).

Tabel 5.2 Temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan dari beberapa refrigeran.

Temperatur pengembunan (°C)	Tekanan (lebih) pengembunan (kg/cm ²)			
	R12	R22	R500	R502
30	6,55	11,23	7,94	14,04
35	7,60	12,92	9,19	15,93
40	8,74	14,76	12,06	17,99

Kalor yang dikeluarkan di dalam kondensor adalah jumlah kalor yang diperoleh dari udara yang mengalir melalui evaporator (kapasitas pendinginan), dan kerja (energi) yang diberikan oleh kompresor kepada fluida kerja. Dalam hal penyegaran udara, jumlah kalor tersebut kira-kira sama dengan 1, 2 kali kapasitas pendinginannya.

Uap refrigeran menjadi cair sempurna di dalam kondensor, kemudian dialirkan ke dalam pipa evaporator melalui katup ekspansi. Dalam hal ini, temperatur refrigeran cair biasanya 2–3°C lebih rendah dari pada temperatur refrigeran cair jenuh pada tekanan kondensasinya. Temperatur tersebut menyatakan besarnya derajat pendinginan lanjut (*degree of subcooling*).

(4) Ekspansi

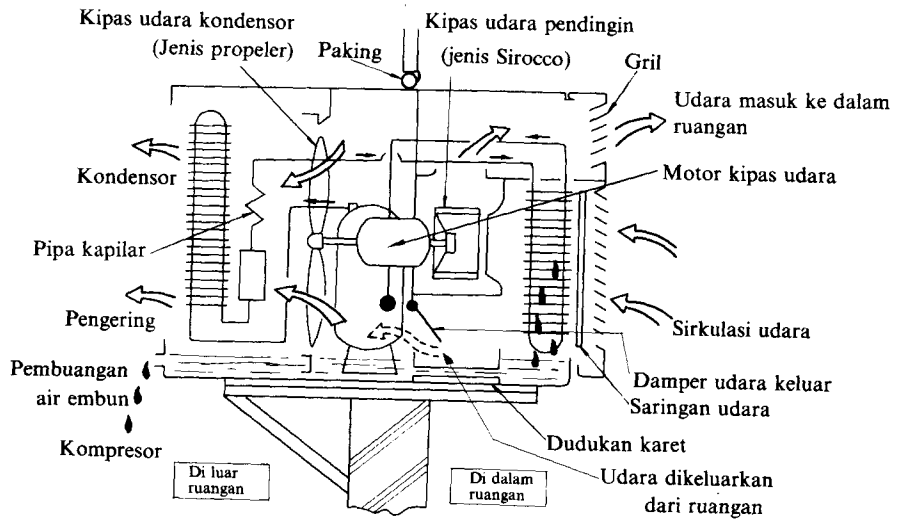
Untuk menurunkan tekanan dari refrigeran cair (tekanan tinggi) yang dicairkan di dalam kondensor, supaya dapat mudah menguap, maka dipergunakan alat yang dinamai katup ekspansi atau pipa kapilar.

Setiap alat tersebut terakhir dirancang untuk suatu penurunan tekanan tertentu. Katup ekspansi yang biasa dipergunakan adalah katup ekspansi termostatik yang dapat mengatur laju aliran refrigeran, yaitu agar derajat super panas uap refrigeran di dalam evaporator dapat diusahakan konstan. Dalam penyegar udara yang kecil, dipergunakan pipa kapilar sebagai pengganti katup ekspansi. Diameter dalam dan panjang dari pipa kapilar tersebut ditentukan berdasarkan besarnya perbedaan tekanan yang diinginkan, antara bagian yang bertekanan tinggi dan bagian bertekanan rendah, dan jumlah refrigeran yang bersirkulasi.

Cairan refrigeran mengalir ke dalam evaporator, tekanannya turun dan menerima kalor penguapan dari udara, sehingga menguap secara berangsur-angsur. Selanjutnya, proses siklus tersebut di atas terjadi berulang-ulang.

5.2.2 Siklus Refrigerasi dari Penyegar Udara Jenis Jendela

Gbr. 5.2 menggambarkan siklus refrigerasi dari penyegar udara ruangan jenis jendela.



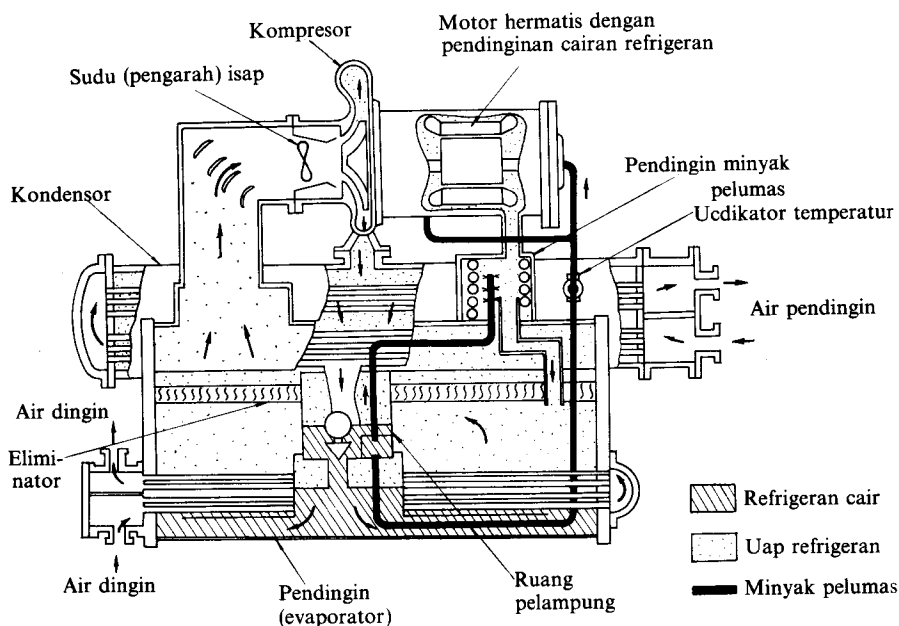
Gbr. 5.2 Siklus refrigerasi dari penyegar udara ruangan.

5.2.3 Siklus Refrigerasi dari Unit Pendingin Air Sentrifugal

Siklus refrigerasi dari unit pendingin air sentrifugal adalah sama dengan siklus refrigerasi seperti diterangkan pada pasal 5.2.1.

Seperti terlukis pada Gbr. 5.3, uap refrigeran bertekanan rendah dan bertemperatur rendah yang diuapkan di dalam evaporator diisap masuk ke dalam kompresor melalui eliminator. Eliminator tersebut dipasang pada bagian atas dari pipa evaporator untuk memisahkan refrigeran yang ada dalam fasa cair dari uap refrigeran. Selanjutnya, uap refrigeran tersebut diisap masuk ke dalam impeler dari kompresor, melalui sudu isap yang dipasang di bagian masuk dari kompresor sentrifugal untuk mengatur laju aliran uap refrigeran yang diisap itu. Uap refrigeran bertekanan tinggi dan bertemperatur tinggi yang diperoleh dari proses kompresi dimasukkan ke dalam kondensor. Uap refrigeran tersebut kemudian diembunkan, yaitu dengan jalan mendinginkannya dengan air pendingin yang mengalir di dalam pipa kondensor. Refrigeran cair yang diperoleh dari pendinginan tersebut kemudian mengalir ke dalam ruang pelampung yang dipasang di bagian tengah dari evaporator. Apabila permukaan cairan refrigeran di dalam ruang pelampung naik dan mencapai ketinggian tertentu, maka katup yang terikat pada pelampung akan membuka lubang saluran, sehingga refrigeran cair akan mengalir keluar. Refrigeran cair tersebut mengalir keluar, sementara itu tekanannya turun dan selanjutnya didistribusikan merata ke dalam evaporator, melalui distributor yang terpasang pada evaporator. Di dalam evaporator cairan refrigeran menguap, karena menyerap kalor dari air yang mengalir melalui pipa evaporator, kemudian mengalir kembali ke dalam kompresor. Dengan jalan demikian air tersebut menjadi dingin.

Di samping itu, sebagian dari refrigeran cair yang bertemperatur tinggi dan mengalir ke ruang pelampung (dari kondensor) disemprotkan ke motor listrik sehingga menguap. Penguapan yang terjadi itu merupakan cara untuk mendinginkan motor listrik, supaya



Gbr. 5.3 Siklus refrigerasi dari unit pendingin air sentrifugal.

tidak menjadi terlalu panas sehingga dapat bekerja dengan baik. Refrigeran cair tersebut juga disemprotkan ke pendingin minyak pelumas, melalui pipa khusus, kemudian masuk ke dalam evaporator dalam bentuk uap bersama-sama dengan uap refrigeran yang terjadi pada pendinginan motor listrik. Refrigeran yang sesuai untuk unit pendingin air sentrifugal adalah refrigeran yang bertekanan rendah pada temperatur kerjanya dan bersifat sebagai isolator listrik. Pada umumnya, refrigeran yang memiliki volume spesifik (uap) yang tinggi sangat sesuai untuk dipergunakan pada unit pendingin air sentrifugal berkapasitas rendah (sampai 100 Ton Refrigerasi). Sedangkan untuk yang berkapasitas besar, sebaiknya dipergunakan refrigeran dengan volume spesifik (uap) yang rendah, kalor laten penguapan yang tinggi dan jumlah sirkulasi refrigeran yang rendah.

Jadi, untuk mesin dengan kapasitas refrigerasi yang lebih besar, sebaiknya dipilih refrigeran dengan volume spesifik (uap) yang lebih rendah, misalnya R 113, R 11, R 12 dan R 22. Di antara refrigeran tersebut, R 11 merupakan refrigeran yang banyak dipakai, karena dapat mencakup kapasitas refrigerasi 100–1000 Ton Refrigerasi.

Catatan :

1 Ton Refrigerasi = 12.000 Btu/jam = 3024 kcal/jam

1 Ton Refrigerasi (Jepang) = 3320 kcal/jam.

5.2.4 Siklus Refrigerasi dari Mesin Refrigerasi Absorpsi

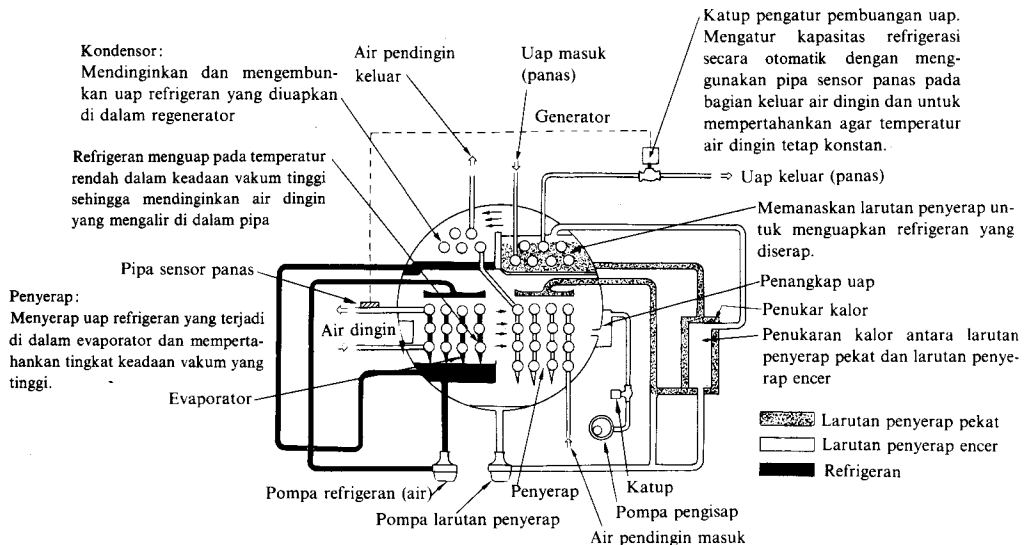
(1) Mesin refrigerasi absorpsi satu tingkat.

Dalam siklus refrigerasi kompresi uap, kompresor mengisap refrigeran yang diuapkan di dalam evaporator. Kemudian uap refrigeran tersebut ditekan sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan. Sebaliknya, dalam siklus refrigerasi absorpsi, dipergunakan penyerap untuk menyerap refrigeran yang diuapkan di dalam evaporator sehingga menjadi suatu larutan absorpsi. Kemudian, larutan absorpsi

tersebut dimasukkan ke dalam sebuah generator untuk memisahkan refrigeran dari larutan absorpsi tersebut, dengan cara memanasi, yang sekaligus akan menaikkan tekanannya sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan.

Seperti telah diterangkan di atas, unit kompresi uap memerlukan daya untuk menggerakkan kompresor; sedangkan unit absorpsi memerlukan energi kalor.

Gbr. 5.4. menunjukkan siklus refrigerasi dari mesin refrigerasi absorpsi yang banyak dipergunakan.



Gbr. 5.4 Siklus refrigerasi dari mesin refrigerasi absorpsi.

(a) *Penguapan.* Refrigeran (air) di dalam evaporator dipompa sehingga mengalir dari bagian bawah evaporator ke bagian atas. Kemudian didistribusikan merata pada permukaan pipa, di mana di dalamnya mengalir air dingin yang akan dipergunakan sebagai pendingin. Dalam hal tersebut, air (refrigeran) akan menguap karena menyerap kalor laten penguapan yang diperoleh dari air dingin tersebut.

Uap air (refrigeran) yang terjadi itu diserap masuk ke dalam penyerap yang dipasang di bagian bawah dari evaporator. Ruangan evaporator harus dipertahankan agar tetap vakum pada kira-kira 7 mmHg absolut, di mana pada keadaan tersebut air (sebagai refrigeran) akan menguap pada temperatur 5°C.

Oleh karena itu, air dingin yang masuk ke dalam pipa pada temperatur 12°C dapat didinginkan sampai kira-kira 7°C.

(b) *Penyerapan (Absorpsi).* Di dalam penyerap, larutan lithium bromida pekat yang dimasukkan oleh pompa sirkulasi larutan penyerap, disemprotkan pada permukaan pipa air pendingin. Maka larutan lithium bromida yang disemprotkan itu akan menyerap secara kontinu uap refrigeran yang terjadi di dalam evaporator, sehingga evaporator dapat dipertahankan pada tingkat keadaan vakum.

Selama proses tersebut berlangsung, larutan tersebut menjadi encer sesuai dengan banyaknya air yang diserap, sementara itu akan timbul kalor absorpsi. Penyerap yang menjadi panas karena adanya kalor absorpsi tersebut didinginkan oleh air pendingin.

(c) *Penukar kalor.* Larutan yang diencerkan di dalam penyerap dialirkan keluar oleh pompa larutan penyerap dan dimasukkan ke dalam penukar kalor. Maka terjadilah perpindahan kalor antara larutan encer dengan larutan pekat yang bertemperatur tinggi:

selanjutnya larutan yang menjadi panas itu dimasukkan ke dalam generator.

d) *Generator*. Larutan encer yang berkumpul di bagian bawah dari generator, yang dipasang di bagian atas dari penukar kalor, dipanaskan oleh pipa pemanas yang ada di dalamnya. Dengan pemanasan tersebut, sebagian dari refrigeran (air) yang ada di dalam larutan tersebut akan menguap sehingga larutan tersebut akan menjadi pekat kembali. Sebagai fluida pemanas, dapat dipergunakan uap panas atau air panas.

Sementara itu, larutan pekat akan masuk ke dalam penyerap melalui penukar kalor, karena gravitasi dan karena adanya perbedaan tekanan, kemudian disirkulasikan kembali oleh pompa larutan penyerap.

Di dalam penukar kalor, terjadi perpindahan kalor antara larutan pekat dan larutan encer yang dialirkan oleh pompa, sehingga dapat menghemat pemakaian energi kalor di dalam generator. Pada saat yang bersamaan, temperatur dari larutan pekat yang dimasukkan ke dalam penyerap dapat dikurangi. Hal tersebut dilakukan untuk memperbaiki efisiensi dari siklus refrigerasi.

e) *Pengembunan (Kondensasi)* : Di dalam kondensor, yang dipasang di bagian atas dari rumah, refrigeran (air) yang diuapkan di dalam generator didinginkan dan membunkan dengan jalan mengalirkan air pendingin di dalam pipa pendingin. Air yang mengembun itu akan mengalir kembali ke dalam evaporator melalui pipa penghubung, karena gravitasi dan perbedaan tekanan, selanjutnya diisap dan disirkulasikan oleh pompa sirkulasi refrigeran. Tekanan di dalam bagian atas dari rumah diusahakan supaya tetap konstan pada 75 mmHg. abs.

3. *Mesin refrigerasi absorpsi dua sasaran*

Mesin refrigerasi absorpsi dua sasaran dengan pembakaran langsung adalah mesin refrigerasi absorpsi yang menggunakan air sebagai refrigeran dan lithium bromida sebagai larutan penyerap, berdasarkan prinsip dua sasaran. Mesin refrigerasi yang ada pada saat ini dirancang untuk menekan biaya operasi serendah-rendahnya dengan mengurangi pemasukan kalor (pemakaian bahan bakar) dan kalor pendinginan dengan cara membakar bahan bakar secara langsung.

Mesin ini dapat juga dipergunakan untuk pemanasan tanpa menggunakan ketel uap. Apabila hendak dipakai untuk pemanasan, dapat juga dipakai air panas. Jika perlu, dapat pula dimasukkan air panas dan air dingin secara bersamaan.

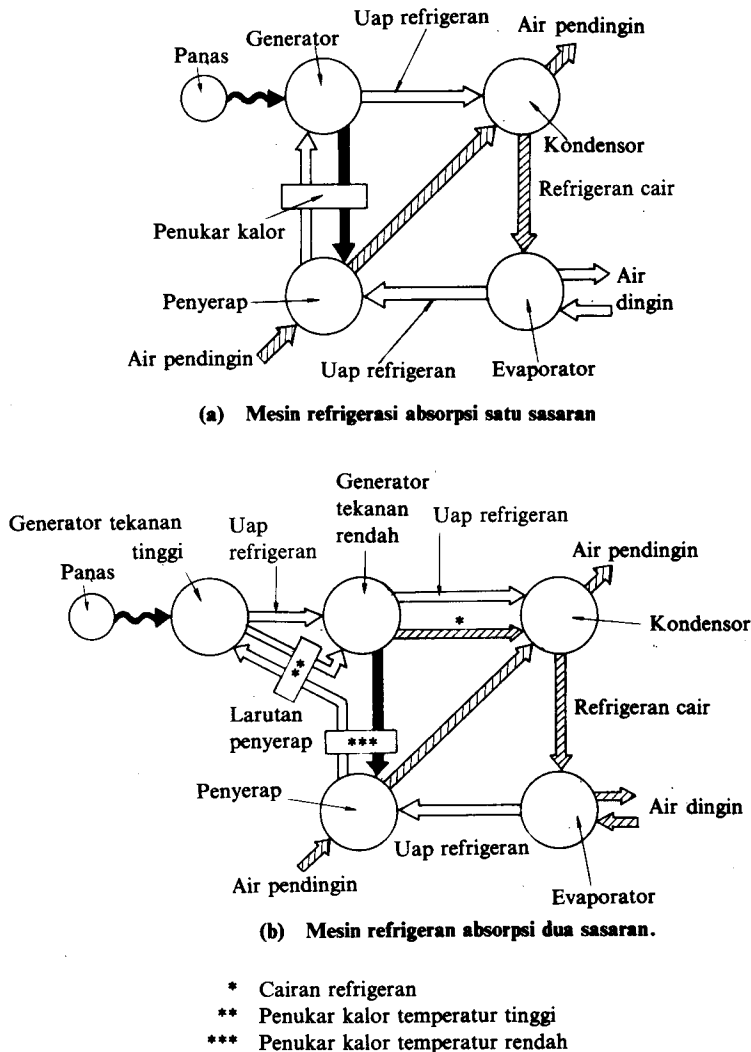
Kapasitas refrigerasi dari mesin refrigerasi absorpsi sebanding lurus dengan jumlah refrigeran yang diuapkan di dalam evaporator. Jumlah refrigeran yang menguap di dalam evaporator itu juga sebanding dengan banyaknya uap refrigeran yang terjadi dari pemanasan larutan penyerap di dalam generator.

Oleh karena itu, biaya operasi dari mesin refrigerasi absorpsi kira-kira sebanding dengan banyaknya kalor yang diperlukan untuk memanaskan larutan penyerap di dalam generator. Maka mesin refrigerasi dua sasaran dirancang sedemikian rupa sehingga dapat mengurangi biaya operasi, dengan cara mengurangi jumlah kalor yang diperlukan untuk pemanasan, yaitu dengan menggunakan secara efektif energi termal yang ada di dalam generator. Jadi, seperti mesin refrigerasi absorpsi yang biasa, tetapi dilengkapi dengan tambahan pasangan generator (generator tekanan tinggi) dan penukar kalor (penukar kalor temperatur tinggi) yang dihubungkan dengan pipa.

Pada mesin refrigerasi absorpsi yang biasa, uap refrigeran yang terjadi di dalam generator akan berubah menjadi refrigeran cair, setelah melepaskan kalornya ke air pendingin yang ada di dalam kondensor. Sedangkan pada mesin refrigerasi absorpsi dua sasaran, kalor laten dari uap refrigeran yang terjadi di dalam generator temperatur tinggi dapat digunakan untuk memanasi larutan penyerap yang ada di dalam generator temperatur rendah. Dengan demikian, mesin refrigerasi absorpsi dua sasaran memer-

lukan jumlah kalor pemanasan (pemakaian bahan bakar) yang lebih rendah, untuk menghasilkan refrigeran cair per satu ton refrigerasi. Oleh karena itu, dapat menaikkan efisiensi termalnya sampai kira-kira 65% dari yang dapat diperoleh jenis mesin refrigerasi absorpsi yang biasa (satu sasaran).

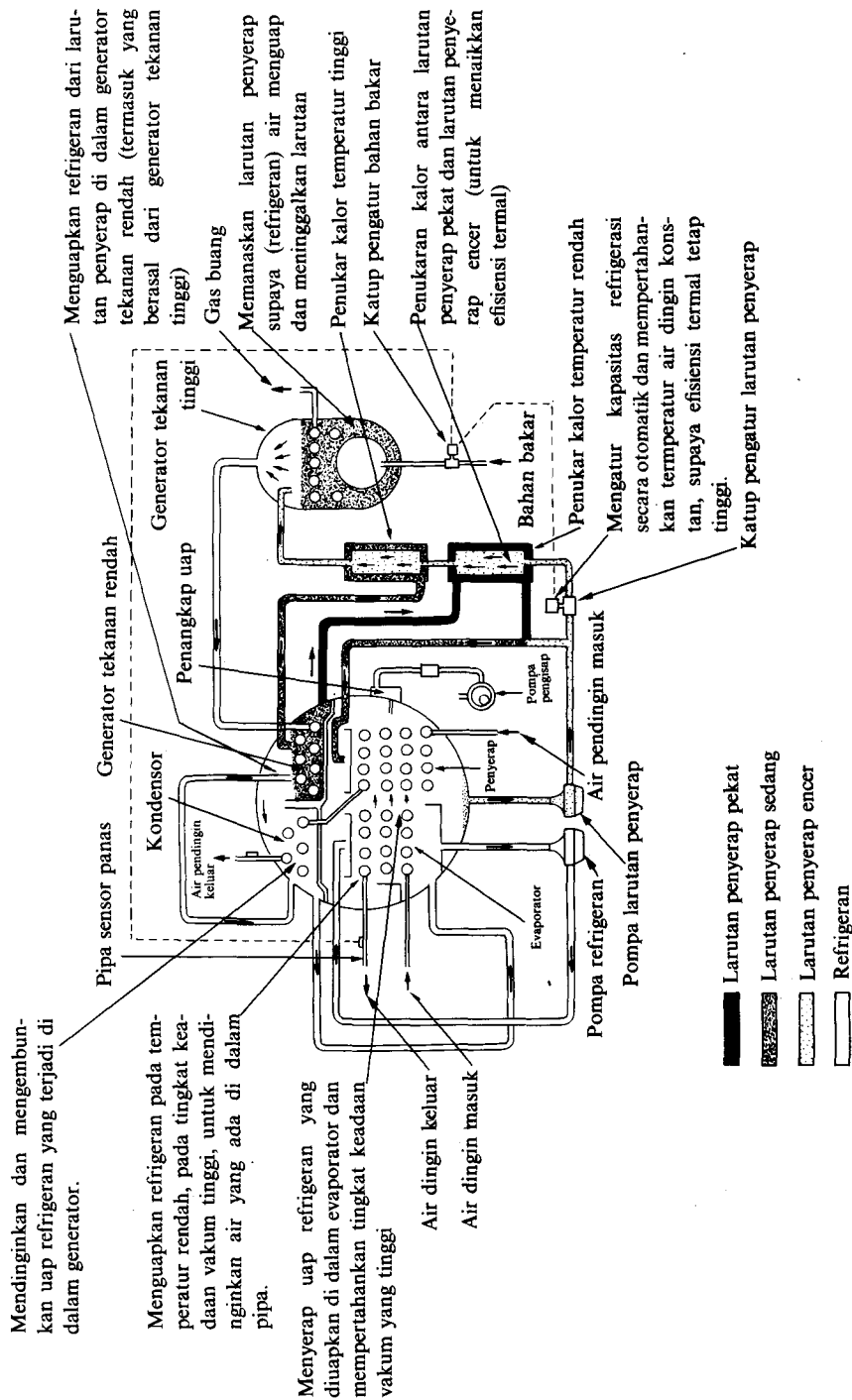
Di samping itu, mesin refrigerasi absorpsi dua sasaran memerlukan jumlah pengembunan refrigeran (di dalam kondensor) yang lebih rendah, sehingga jumlah kalor yang harus dilepaskan ke air pendingin akan berkurang juga. Oleh karena itu, mungkin sekali dapat dipergunakan menara pendingin yang lebih kecil, kira-kira berkapasitas 75% dari jenis satu sasaran. Gbr. 5.5 menunjukkan perbandingan antara mesin refrigerasi absorpsi satu sasaran dan dua sasaran.



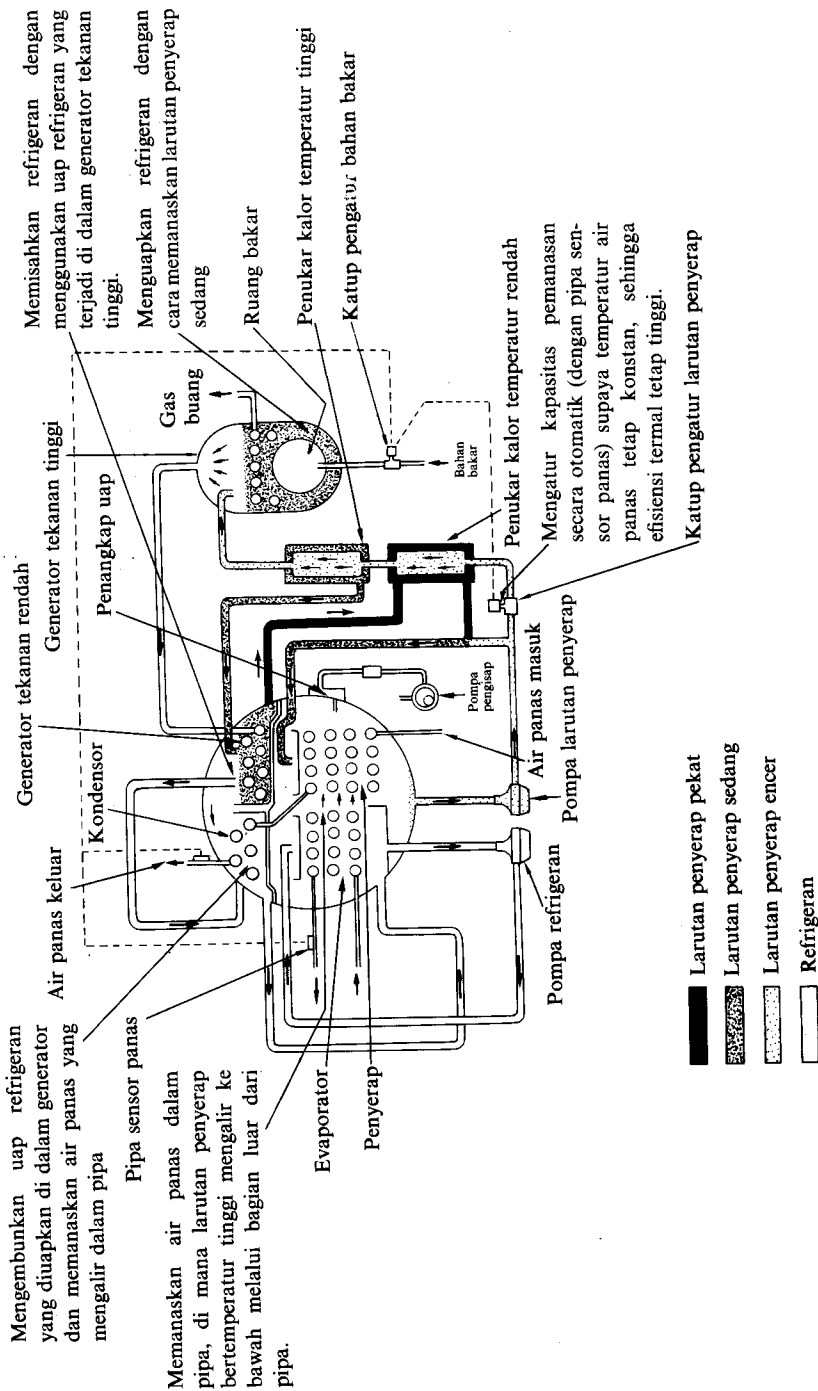
Gbr. 5.5 Perbandingan antara mesin refrigerasi absorpsi satu sasaran dan dua sasaran.

Seperti terlihat pada Gbr. 5.6, bahan bakar dibakar langsung di dalam ruang bakar dari generator temperatur tinggi untuk memanaskan larutan absorpsi. Kemudian uap refrigeran yang dihasilkan dari larutan absorpsi dimasukkan ke dalam generator yang

berikutnya (generator tekanan rendah) dan larutan absorpsi juga akan dipanaskan lagi untuk menghasilkan uap refrigeran. Uap refrigeran dari generator temperatur tinggi akan mengembun setelah melepaskan kalor laten ke larutan absorpsi dan menjadi refrigeran cair yang mengalir ke kondensor.



Gbr. 5.6 (a) Siklus pendingin: Siklus refrigerasi mesin refrigerasi pembakaran langsung dua sasaran.



Gbr. 5.6 (b) Siklus pemanasan: Siklus refrigerasi mesin refrigerasi pembakaran langsung dua sasaran.

5.3 Diagram Mollier (Diagram Tekanan-Entalpi)

5.3.1 Keterangan tentang Diagram Mollier

Diagram Mollier menunjukkan karakteristik dari gas refrigeran, sehingga dapat menyatakan hubungan antara tekanan (P) pada ordinat dan entalpi (i) pada absisa dari siklus refrigerasi. Diagram tersebut juga dinamai diagram tekanan-entalpi atau diagram $P-i$.

Seperti terlukis pada Gbr. 5.7(a), diagram Mollier dibagi menjadi tiga bagian untuk membedakan tingkat keadaan cairan superdingin (*sub-cooled*), uap basah dan uap superpanas (*superheated vapor*), oleh garis cair jenuh dan garis uap jenuh. Pada Gbr. 5.7(b) sampai Gbr. 5.7(c), dilukiskan garis-garis yang menghubungkan titik-titik yang sama tekanan, entalpi, temperatur, volume spesifik, derajat kekeringan dan entropi.

(1) Garis cair jenuh

Garis cair jenuh adalah bagian garis lengkung mulai dari sebelah kiri bawah sampai kanan atas. Tingkat keadaan di mana cairan refrigeran mulai menguap dinyatakan terjadi pada garis tersebut. Daerah cairan super dingin yang temperaturnya lebih rendah daripada cairan jenuh terletak di bagian sebelah kiri garis cair jenuh. Daerah uap basah, yang terdiri dari campuran fasa cair dan gas, terletak di sebelah kanan garis cair jenuh.

Di samping itu, garis cair jenuh menyatakan adanya hubungan antara temperatur jenuh dan tekanan yang bersangkutan.

(2) Garis uap jenuh

Garis uap jenuh adalah bagian kanan dari garis lengkung. Garis uap jenuh dan garis cair jenuh bertemu pada titik kritis. Refrigeran pada garis uap jenuh ada pada tingkat keadaan uap jenuh kering. Daerah uap super panas yang temperaturnya lebih tinggi daripada uap jenuh ada di sebelah kanan dari garis uap jenuh. Jadi, daerah uap basah adalah di antara garis uap jenuh dan garis cair jenuh.

(3) Tekanan (P , $\text{kg/cm}^2 \text{ abs}$)

Tekanan dinyatakan pada ordinat yang berskala logaritma. Garis isobar menghubungkan titik-titik keadaan yang bertekanan sama, yaitu garis horisontal. Tekanan dinyatakan dalam tekanan absolut.

(4) Entalpi (i , kcal/kg)

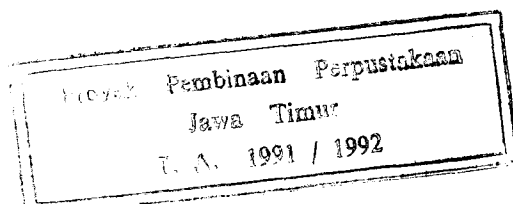
Entalpi dinyatakan sebagai absisa, oleh karena itu garis isoentalpi adalah garis vertikal.

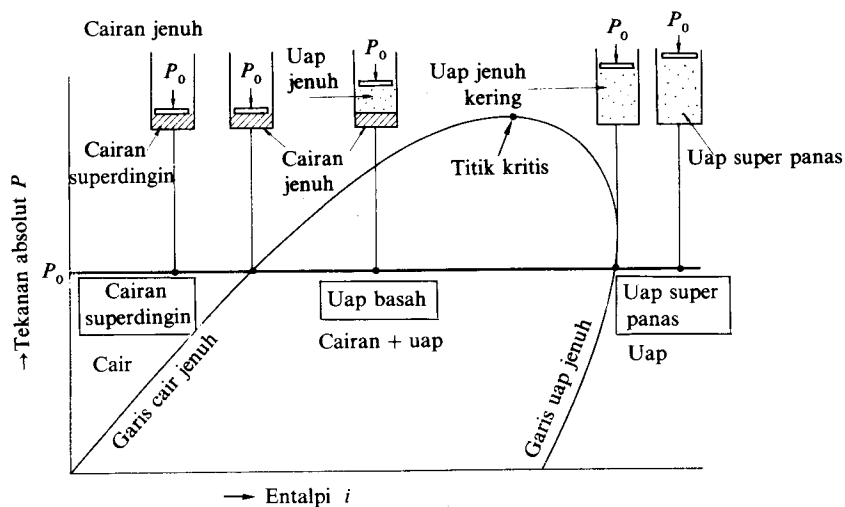
(5) Temperatur (t , $^{\circ}\text{C}$)

Di dalam daerah cair, garis isothermal boleh dikatakan vertikal. Garis isothermal seringkali tidak diperlihatkan, dalam daerah uap basah, oleh karena garis isothermal adalah horisontal berimpit dengan garis isobar yang bersangkutan. Di dalam daerah superpanas, garis-garis isothermal itu agak melengkung menuju arah kanan bawah.

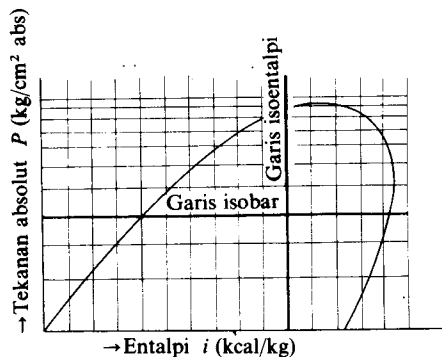
(6) Volume spesifik (v , m^3/kg)

Garis iso-volume spesifik menghubungkan titik-titik keadaan dengan volume spesifik yang sama. Arahnya sedikit miring ke kanan atas.

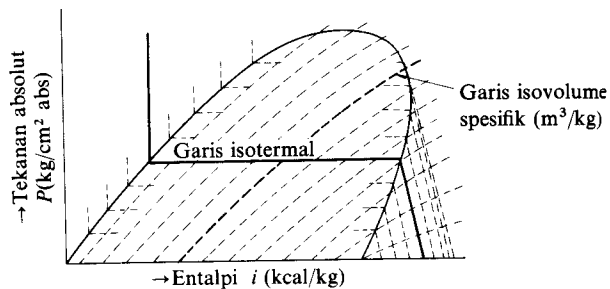




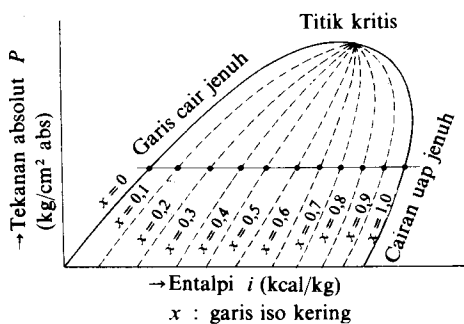
(a) Keterangan tentang diagram Molier.



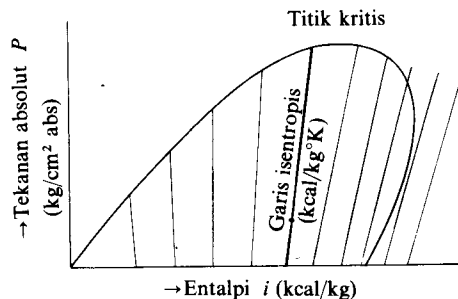
(b) Garis isobar dan garis isoentalpi.



(c) Garis isothermal dan garis isovolume spesifik.



(d) Garis iso kering.



(e) Garis isentropis.

Gbr. 5.7 Penjelasan tentang diagram Mollier.

(7) Derajat kekeringan (x)

Garis-garis iso-derajat kekeringan merupakan garis-garis bagi dari garis-garis datar antara garis cair jenuh dan garis uap jenuh. Pada garis iso-derajat kekeringan itu ditunjukkan besarnya derajat kekeringannya.

$x = 1,0$ menyatakan derajat kekeringan sama dengan satu, jadi menyatakan kondisi uap jenuh (kering); $x = 0,3$ menyatakan kondisi uap basah dengan kandungan uap kering sebanyak 30% dan cairan 70%; $x = 0,0$ menyatakan kondisi cair jenuh, jadi, tidak mengandung uap.

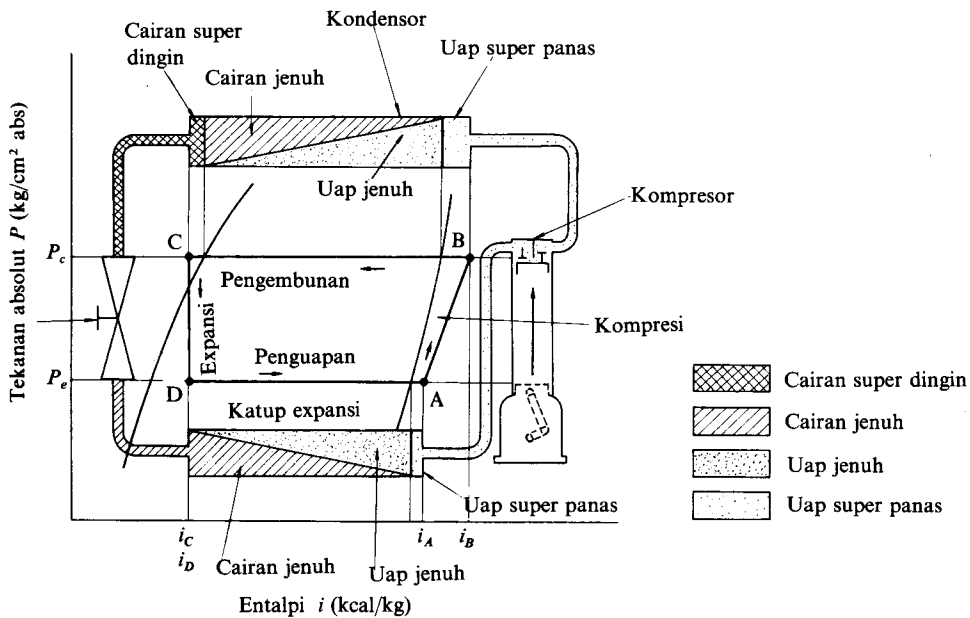
(8) Entropi (s , kcal/kg $^{\circ}$ K)

Garis entropi yang menghubungkan titik-titik keadaan dengan entropi yang sama merupakan garis miring dari kiri bawah ke kanan atas. Besarnya entropi yang bersangkutan dinyatakan dengan angka pada garis tersebut.

Catatan :

(1) Gbr. 5.9(b) sampai 5.9(e) menggambarkan diagram Mollier yang sama, tetapi di sini digambarkan secara terpisah untuk memudahkan penjelasannya.

(2) Dalam diagram Mollier, untuk mencegah keruwetan gambarnya, garis-garis tekanan tinggi di sekitar titik kritis seringkali tidak diperlihatkan. Demikian juga halnya dengan garis tekanan di antara garis cair jenuh dan garis uap jenuh.



Gbr. 5.8 Diagram Mollier dan siklus refrigerasi: (Perubahan tingkat keadaan refrigeran.)

5.3.2 Diagram Mollier dan Perubahan Tingkat Keadaan Refrigeran

Karakteristik refrigeran dapat dilihat juga dari diagram Mollier. Dalam diagram Mollier, proses siklus refrigerasi yang menyangkut 4 hal pokok (penguapan—kompresi—pengembunan—ekspansi—kompresi dan seterusnya) dapat digambarkan sehingga mempermudah perhitungan perancangan ataupun pemeriksaan terhadap kondisi operasinya (Lihat Gbr. 5.8).

Beberapa hal berikut ini sebaiknya diperlihatkan jika hendak melukiskan siklus refrigerasi pada diagram Mollier.

(1) Garis-garis horisontal menunjukkan proses tekanan konstan, seperti terjadi pada penguapan refrigeran dalam evaporator, dan pengembunan di dalam kondensor. Kenaikan entalpi dan penurunan entalpi adalah sama dengan jumlah kalor yang dimasukkan dan jumlah kalor yang dilepaskan oleh refrigeran.

(2) Proses kompresi di dalam kompresor dapat dianggap adiabatik reversibel (isentropik), sehingga terjadi pada garis entropi konstan. Kerja yang dilakukan oleh kompresor (isentropik) adalah sama dengan kenaikan entalpi refrigeran antara seksi keluar dan seksi masuk kompresor.

(3) Expansi throttling, yaitu proses penurunan tekanan pada entalpi konstan, yang terjadi pada waktu refrigeran melalui katup ekspansi dinyatakan berlangsung sepanjang garis iso-entalpi (arah vertikal). Jadi, entalpi refrigeran sebelum dan sesudah katup ekspansi adalah sama.

(4) Dalam proses refrigerasi ini, perpindahan kalor antara refrigeran dan lingkungannya dianggap hanya terjadi pada evaporator dan kondensor saja. Selain itu, selama proses tersebut dianggap tidak terjadi kerugian tekanan karena gesekan atau sebab lainnya.

Oleh karena itu, siklus refrigerasi (ideal) yang terlukis pada diagram Mollier akan berbeda dari siklus refrigerasi yang sebenarnya.

5.3.3 Cara Melukis Siklus Refrigerasi

Dalam hal ini akan dijelaskan tentang cara melukiskan siklus refrigerasi pada diagram Mollier. Siklus refrigerasi tidak selalu konstan, ia berubah sesuai dengan perubahan yang terjadi pada temperatur air pendingin (atau udara pendingin), tetapi juga karena adanya perubahan dari beban kalor dan temperatur dari benda yang akan didinginkan. Namun demikian, dalam hal ini akan dilukiskan siklus refrigerasi sesuai dengan kondisi rancangannya.

Sebagai contoh, misalnya kondisi rancangannya adalah seperti tersebut dalam tabel tersebut di bawah ini.

Refrigeran	Freon-12
Temperatur evaporasi	5°C
Temperatur kondensasi	35°C
Derajat super panas dari uap refrigeran yang diserap di dalam evaporator	5°C
Temperatur refrigeran cair justru sebelum masuk katup ekspansi	30°C

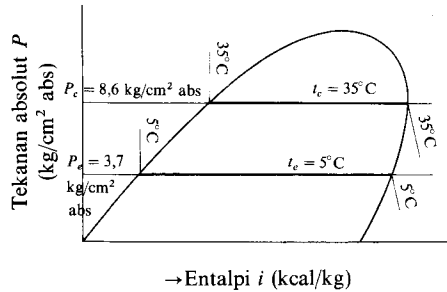
(1) Temperatur penguapan (tekanan penguapan) dan temperatur pengembunan (tekanan pengembunan)

Carilah garis temperatur penguapan = 5°C pada diagram Mollier. Garis temperatur = 5°C tersebut memotong garis cair jenuh pada suatu titik yang ada pada garis isobar 3,7 kg/cm²abs. Tariklah garis datar melalui titik tersebut.

Selanjutnya, carilah garis temperatur kondensasi = 35°C. Garis tersebut akan

memotong garis cair jenuh dan ternyata titik potong tersebut ada pada garis isobar $8,6 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$. Tariklah garis datar melalui titik tersebut.

Maka siklus refrigerasi terjadi di dalam daerah yang dibatasi oleh kedua garis tersebut di atas [Lihat Gbr. 5.9(a)].



Gbr. 5.9 (a) Temperatur penguapan dan temperatur pengembunan.

(2) *Tingkat keadaan uap refrigeran masuk ke dalam kompresor*

Oleh karena temperatur penguapan adalah 5°C , maka temperatur refrigeran masuk kompresor adalah $5^\circ\text{C} + 5^\circ\text{C} = 10^\circ\text{C}$. Jadi, tingkat keadaan refrigeran masuk kompresor dinyatakan dengan titik A, yaitu titik potong antara garis isobar $3,7 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$ dan garis isotermal 10°C di daerah superpanas, seperti terlihat pada Gbr. 5.9(b). Kondisi titik A tersebut adalah sebagai berikut.

Tekanan: $3,7 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$

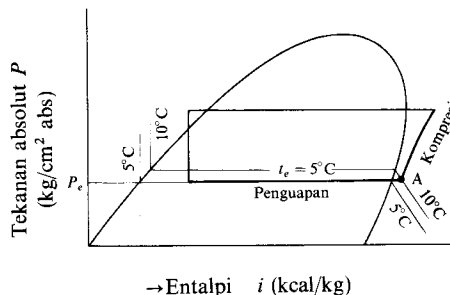
Temperatur: 10°C

Entalpi: $138,5 \text{ kcal/kg}$

Volume spesifik: $0,050 \text{ m}^3/\text{kg}$

Entropi: $1,138 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K}$

Catatan: Temperatur penguapan adalah 5°C , sedangkan temperatur uap masuk ke dalam kompresor adalah 10°C . Selisih kedua temperatur tersebut dinamai derajat super panas = 5°C .



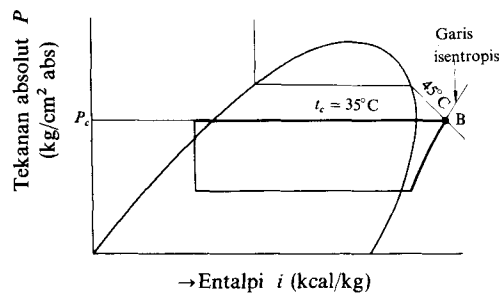
Gbr. 5.9 (b) Tingkat keadaan pada seksi masuk kompresor.

(3) *Kondisi refrigeran pada seksi keluar kompresor dan seksi masuk kondensor (perubahan tingkat keadaan di dalam kompresor).*

Karena kompresi di dalam kompresor dapat dianggap adiabatik, maka proses kompresi tersebut dapat dianggap berlangsung pada entropi konstan. Oleh karena itu maka proses kompresi tersebut dianggap berlangsung sepanjang garis entropi konstan

yang melalui titik A. Maka kondisi refrigeran keluar kompresor dinyatakan dengan titik B [Lihat Gbr. 5.9(c)], yaitu titik potong antara garis tekanan $8,6 \text{ kg/cm}^2\text{abs}$ pada temperatur pengembunan 35°C , dan garis entropi $1,138 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K}$. Maka dari diagram Mollier tersebut dapat diketahui tingkat keadaan titik B sebagai berikut.

Tekanan: $8,6 \text{ kg/cm}^2\text{abs}$
 Temperatur: 45°C
 Entalpi: $142,3 \text{ kcal/kg}$
 Volume spesifik: $0,0225 \text{ m}^3/\text{kg}$
 Entropi: $1,138 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K}$
 Derajat super panas: $45 - 35 = 10^\circ\text{C}$



Gbr. 5.9 (c) Tingkat keadaan pada seksi keluar kompresor.

(4) Kondisi refrigeran keluar kondensor dan masuk katup ekspansi

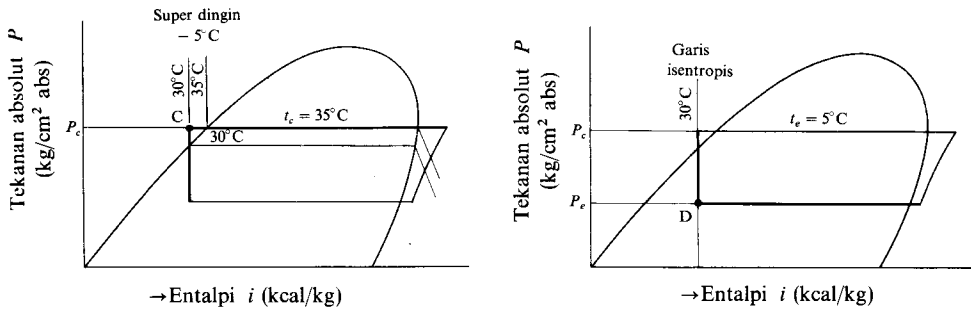
Oleh karena temperatur refrigeran justru sebelum masuk katup ekspansi sama dengan 30°C , maka tingkat keadaan refrigeran keluar kondensor dan masuk katup ekspansi dinyatakan sebagai titik C, yaitu titik potong antara garis temperatur 30°C dan garis tekanan $8,6 \text{ kg/cm}^2\text{abs}$, seperti terlihat pada Gbr. 5.9(d). Tingkat keadaan titik C adalah sebagai berikut.

Tekanan: $8,6 \text{ kg/cm}^2\text{abs}$
 Temperatur: 30°C
 Entalpi: $107,0 \text{ kcal/kg}$
 Derajat pendinginan lanjut (superdingin): $35 - 35 = 5^\circ\text{C}$

Catatan: Temperatur kondensasi adalah 35°C dan temperatur refrigeran cair pada seksi keluar kondensor (temperatur refrigeran justru sebelum masuk katup ekspansi) adalah 30°C . Maka selisih antara kedua temperatur tersebut di atas dinamai derajat pendinginan lanjut $= 5^\circ\text{C}$.

(5) Kondisi refrigeran keluar katup ekspansi dan masuk evaporator

Oleh karena proses ekspansi berlangsung tanpa pertukaran panas, maka proses tersebut berlangsung pada entalpi konstan. Oleh karena itu kondisi refrigeran keluar katup ekspansi dan masuk evaporator dinyatakan dengan titik D, yaitu titik potong antara garis entalpi $107,0 \text{ kcal/kg}$ dan garis temperatur penguapan 5°C , seperti terlihat pada Gbr. 5.9(e). Tingkat keadaan titik D tersebut adalah sebagai berikut.



(d) Tingkat keadaan pada seksi masuk katup ekspansi.

(e) Tingkat keadaan pada seksi keluar katup ekspansi.

Gbr. 5.9 Cara menggambar siklus refrigerasi pada diagram Mollier.

Tekanan: 3,7 kg/cm² abs
 Temperatur: 5°C
 Entalpi: 107,0 kcal/kg
 Volume spesifik: 0,0080 m³/kg
 Entropi: 1,025 kcal/kg°K
 Derajat kekurangan: 0,16 (16%)

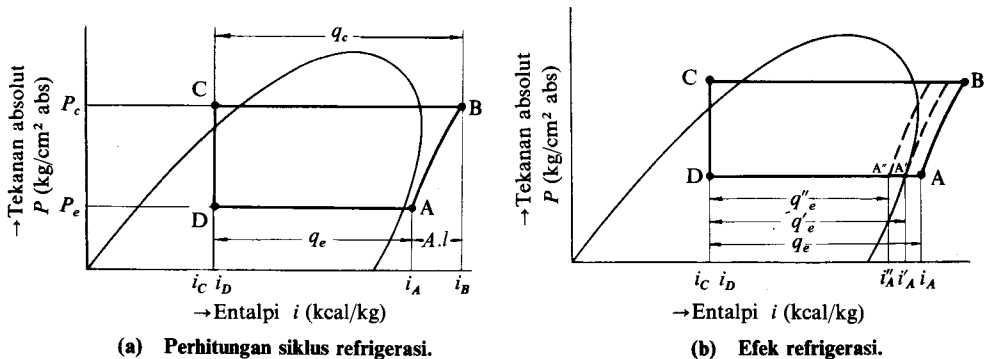
1) Kalor yang diserap di dalam evaporator (efek refrigerasi). Pada Gbr. 5.10(b), refrigeran menguap dan menyerap kalor q_e dari sekitarnya selama proses D—A. Dalam hal ini,

$$q_e = i_A - i_D$$

Kalor q_e dinamai efek refrigerasi. Jika refrigeran masuk kompresor pada kondisi A' atau A'', seperti terlihat pada Gb. 5.10(b), maka efek refrigerasi dapat diperoleh dengan menggunakan beberapa persamaan berikut ini.

$$q'_e = i_{A'} - i_D$$

$$q''_e = i_{A''} - i_D$$



(a) Perhitungan siklus refrigerasi.

(b) Efek refrigerasi.

Gbr. 5.10 Perhitungan siklus refrigerasi.

2) Kalor ekivalen yang diperlukan untuk kerja kompresi. Jika daya kompresi dinyatakan dalam kg m/jam, maka daya kompresi tersebut dapat pula dinyatakan dalam kcal/jam, yaitu dengan mengalikan daya tersebut pertama dengan suatu faktor $A = 1/427$ (kcal/kg-m) Dengan menggambarkan siklus refrigerasi pada diagram Mollier, seperti terlihat pada Gbr. 5.10(c), maka kerja kompresi tersebut dapat diketahui dengan cepat. Kalor ekivalen dari kerja kompresi terhadap 1 kg refrigeran sama dengan kenaikan entalpi yang terjadi selama proses kompresi dari A—B. Jika kerja kompresi dinyatakan dalam l kg m/kg maka

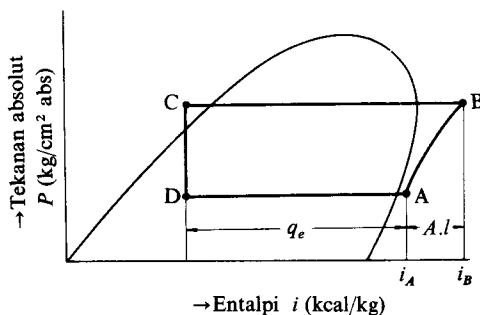
$$A \cdot l = i_B - i_A$$

3) Kalor yang dilepaskan di dalam kondensor. Dari kesetimbangan energi, kalor yang dilepaskan di dalam kondensor haruslah sama dengan jumlah efek refrigerasi, q_e , dan kalor ekivalen dari kerja yang diberikan kepada refrigeran selama langkah kompresi, $A.l$. [Lihat Gbr. 5.10(d).] karena,

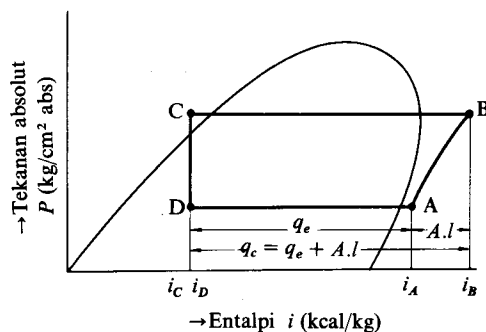
$$q_e = i_A - i_D \text{ dan } A.l = i_B - i_A$$

maka,

$$\begin{aligned} q_e &= (i_A - i_D) + (i_B - i_A) \\ &= i_B - i_D = i_B - i_C \end{aligned}$$



(c) Kalor ekivalen yang diperlukan untuk kerja kompresi.



(d) Kalor pengembunan.

5.3.4 Perhitungan Termodinamika Siklus Refrigerasi

Dengan data berikut ini, siklus refrigerasi dapat digambarkan pada diagram Mollier.

- (1) Temperatur penguapan dari tekanan penguapan, dan sebaliknya
- (2) Temperatur pengembunan dari tekanan pengembunan, dan sebaliknya
- (3) Entalpi dan volume spesifik dari uap refrigeran masuk ke dalam kompresor
- (4) Entalpi dan temperatur refrigeran keluar dari kompresor (dengan anggapan kompresi adiabatik)
- (5) Entalpi dan derajat kekeringan refrigeran setelah terjadi ekspansi entalpi konstan (proses throttling) dari temperatur refrigeran cair justru sebelum masuk katup ekspansi.

Beberapa data karakteristik siklus refrigerasi dapat dihitung jika diketahui tingkat keadaan berikut ini.

P = Tekanan ($\text{kg/cm}^2\text{abs}$)

i = Entalpi (kcal/kg)

q_e = Efek refrigerasi per 1 kg gas refrigerasi (kcal/kg)

q_c = Kalor pengembunan per 1 kg gas refrigeran (kcal/kg)

A = Kalor ekivalen dari kerja ($1/427 \text{ kcal/kg} \cdot \text{m}$)

l = Kerja yang dilakukan (kg/kg)

Q = Kapasitas refrigerasi (kcal/jam)

G = Jumlah refrigeran yang bersirkulasi (kg/jam)

V = Volume uap refrigeran yang dipindahkan kompresor (m^3/jam)

v = Volume spesifik uap refrigeran (m^3/kg)

Catatan : Besaran-besaran tersebut di atas dilukiskan pada Gbr. 5.10(a) sampai (d)

4) Jumlah refrigeran yang bersirkulasi. Jumlah refrigeran yang bersirkulasi adalah jumlah refrigeran yang dimasukkan dan diuapkan di dalam evaporator untuk memperoleh kapasitas refrigerasi yang diperlukan.

Jumlah refrigeran yang bersirkulasi dapat diperoleh dengan persamaan berikut ini

$$Q = G \cdot q_e \quad \text{atau} \quad G = \frac{Q}{q_e}$$

di mana Q adalah kapasitas refrigerasi yang diperlukan (kcal/jam), q_e adalah efek refrigerasi per 1 kg refrigeran (kcal/kg) yang dapat diperoleh dari diagram Mollier, dan G adalah jumlah refrigeran yang bersirkulasi (kg/jam).

Untuk menentukan besarnya kompresor, yang diperlukan untuk mensirkulasikan jumlah refrigeran (kg/jam) supaya dapat diperoleh kapasitas refrigerasi yang diinginkan, terlebih dahulu perlu diketahui berapa jumlah uap refrigeran yang diisap masuk ke dalam kompresor setiap langkah isapnya. Dengan mengetahui tingkat keadaan refrigeran pada seksi masuk kompresor, titik A pada Gbr. 5.10, maka dapat diketahui pula volume spesifik dari refrigeran, $v_A \text{ m}^3/\text{kg}$. Jadi, 1 kg gas refrigeran masuk ke dalam kompresor bervolume $v_A \text{ m}^3$. Oleh karena itu, volume uap refrigeran yang bersirkulasi adalah

$$V = G \cdot v_A = \frac{Q}{q_e} \cdot v_A = \frac{Q v_A}{i_A - i_D} \quad (\text{m}^3/\text{jam})$$

5) Koefisien Prestasi (*Coefficient of Performance*). Koefisien prestasi (KP) dipergunakan untuk menyatakan efisiensi dari siklus refrigerasi. Pada umumnya, efisiensi mesin kalor selalu lebih kecil dari satu. Dengan kata lain, energi yang dimasukkan ke dalam mesin tidak semuanya dapat diubah menjadi kerja berguna; selalu terjadi kerugian.

Berbeda dengan mesin kalor, mesin refrigerasi bekerja sebagai pompa untuk memindahkan kalor. Oleh karena itu, jika kerja yang dilakukan (dalam satuan kalor) untuk menggerakkan kompresor dibandingkan dengan kapasitas refrigerasi, akan terlihat bahwa kapasitas refrigerasi lebih besar dari besaran yang pertama. Maka,

$$\begin{aligned} \text{Koefisien Prestasi} &= \frac{\text{Kapasitas refrigerasi}}{(\text{kalor ekivalen dari kerja yang diperlukan})} \\ &= \frac{\text{Kapasitas refrigerasi}}{\text{Daya poros penggerak kompresor (kW)} \times 860} \end{aligned}$$

atau,

$$KP = \frac{q_e}{Al} = \frac{i_A - i_D}{i_B - i_A}$$

di mana,

$$1 \text{ kW} = 860 \text{ kcal/jam}$$

$$q_e = \text{efek refrigerasi (kcal/kg)}$$

$$Al = \text{kalor ekivalen dari kerja yang diperlukan untuk kompresi (kcal/kg)}$$

Makin besar efek refrigerasi (atau kapasitas refrigerasi) yang diperoleh untuk kalor ekivalen kerja kompresi tertentu, semakin besar koefisien prestasinya. Semakin lebih besar koefisien prestasi daripada 1, semakin baik prestasinya.

6) Kesimpulan

Penjelasan di atas dapat diringkaskan sebagai berikut.

$$\text{Efek refrigerasi: } q_e = i_A - i_D \text{ (kcal/kg)}$$

$$\text{Kerja kompresi: } Al = i_B - i_A \text{ (kcal/kg)}$$

$$\text{Kalor pengembunan: } q_c = q_e + Al = i_B - i_D \text{ (kcal/kg)}$$

$$\text{Jumlah sirkulasi refrigeran: } G = \frac{Q}{q_e} = \frac{Q}{i_A - i_D} \text{ (kg/jam)}$$

$$\text{Volume langkah torak: } V = G \cdot v_A = \frac{Q v_A}{i_A - i_D} \text{ (m}^3\text{/jam)}$$

$$\text{Koefisien Prestasi: } KP = \frac{q_e}{Al} = \frac{i_A - i_D}{i_B - i_A}$$

Catatan: Harga-harga tersebut pada diagram Mollier berlaku untuk 1 kg refrigeran. Oleh karena itu, untuk menetapkan kapasitas refrigerasi, volume langkah torak, dan sebagainya, harga-harga tersebut di atas harus dikalikan dengan jumlah refrigeran yang bersirkulasi.

Contoh soal: Tentukan tekanan pengembunan (kg/cm^2), tekanan evaporasi (kg/cm^2), perbandingan kompresi, efek refrigerasi (kcal/kg), kerja kompresi yang diperlukan (kcal/kg), kalor pengembunan (kcal/kg), Koefisien Prestasi, efek refrigerasi per kW (kcal/jam , kW) untuk ammonia, R11, R12 dan R22 dalam siklus refrigerasi berikut ini.

Temperatur penguapan -15°C

Temperatur kondensasi $+30^\circ\text{C}$

Temperatur gas masuk kompresor (uap jenuh kering = super panas 0)

Temperatur refrigeran cair

justru sebelum masuk katup

ekspansi

(derajat super dingin = 5°C)

Jawab: Untuk ammonia, tekanan pengembunan, tekanan penguapan dan entalpi dari setiap titik, dapat diperoleh dari diagram Mollier tersebut pada Gbr. 5.12(a) dan Tabel Termodinamika.

Tekanan pengembunan: $P_c = 11,895 \text{ kg/cm}^2\text{abs}$

Tekanan penguapan: $P_e = 2,410 \text{ kg/cm}^2\text{abs}$

$$\text{Perbandingan kompresi: } r = \frac{11,895}{2,410} = 4,93$$

Entalpi: $i_c = i_D = 128,1 \text{ kcal/kg}$

$i_A = 397,1 \text{ kcal/kg}$

$i_B = 452,2 \text{ kcal/kg}$

Efek refrigerasi: $q_e = i_A - i_D = 397,1 - 128,1 = 269 \text{ kcal/kg}$

Kerja kompresi: $Al = i_B - i_A = 452,2 - 397,1 = 55,1 \text{ kcal/kg}$

Jumlah sirkulasi refrigeran

$$\text{untuk setiap Ton Refrigerasi: } G = \frac{Q}{q_e} = \frac{3320}{269} = 12,34 \text{ kg/jam}$$

$$(1 \text{ Ton Refrigerasi} = 3320 \text{ kcal/jam})$$

$$\text{Koefisien Prestasi: } KP = \frac{q_e}{Al} = \frac{269,0}{55,1} = 4,88$$

Volume uap refrigerasi yang

dipindahkan torak: $V = Gv_A = 12,34 \times 0,5 = 6,7 \text{ m}^3/\text{jam}$

Efek refrigerasi per 1 kW: $K = 860 \times 4,88 = 4,200 \text{ kcal/jam kW}$

Tabel 5.3 menunjukkan hasil perhitungan yang sama untuk R11, R12, dan R22.

Tabel 5.3 Efek refrigerasi dari daya 1 kW dari beberapa refrigeran.

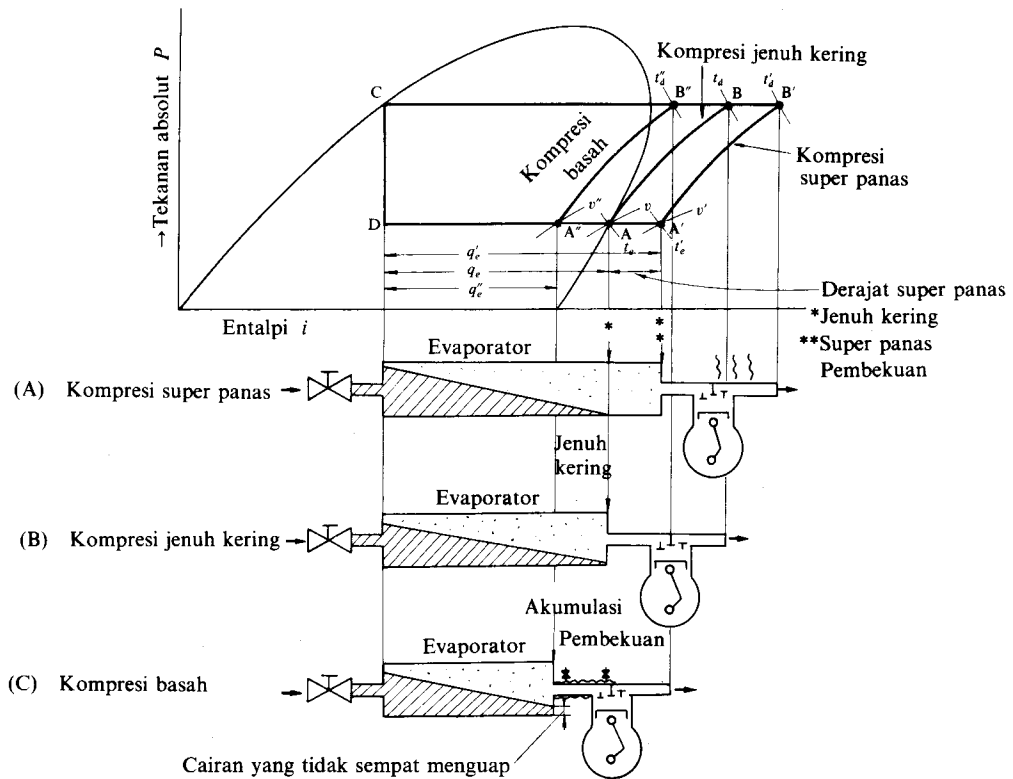
Macam gas refrigeran	Ammonia	Freon 11	Freon 12	Freon 22
Tekanan pengembunan, P_c (kg/cmabs)	11,895	1,30	7,58	12,26
Tekanan penguapan, P_e (kg/cmabs)	2,410	0,21	1,86	3,03
Perbandingan kompresi, r	4,93	6,19	4,08	4,05
Efek refrigerasi, q_e (kcal/kg)	269,0	37,51	29,57	40,2
Kerja yang diperlukan, Al (kcal/kg)	55,3	7,41	5,97	9,5
Kalor pengembunan, q_c (kcal/kg)	324,1	44,92	35,54	49,7
Koefisien Prestasi, KP	4,88	5,06	4,95	4,23
Efek refrigerasi dari daya 1kW, K (kcal/h kW)	4,200	4,350	4,260	3,640

5.3.5 Perubahan Siklus Refrigerasi dan Diagram Mollier

Kondisi operasi dari sebuah instalasi refrigerasi dapat diketahui dan dianalisa dengan menggunakan diagram Mollier. Beberapa hal tersebut di bawah ini menunjukkan adanya kemungkinan perubahan kondisi operasi sebuah instalasi refrigerasi.

(1) Perubahan kondisi gas masuk ke dalam kompresor

Gbr. 5.11 menunjukkan kemungkinan perubahan kondisi gas masuk kompresor

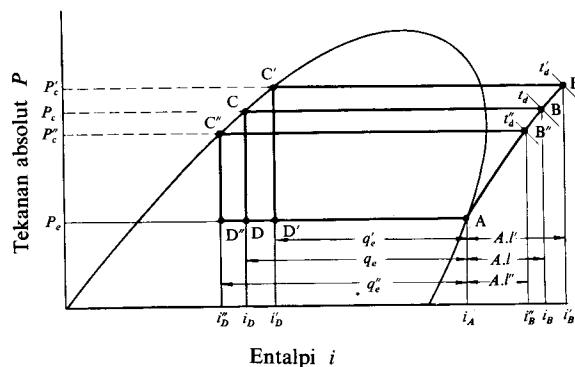


Gbr. 5.11 Tingkat keadaan refrigeran pada pengisapan dan kompresi.

pada diagram Mollier, di mana temperatur penguapan dan temperatur pengembunan-nya konstan, dengan derajat pendinginan lanjut sama dengan nol.

(2) *Perubahan temperatur pengembunan (tekanan pengembunan)*

Gbr. 5.12 menunjukkan kemungkinan perubahan temperatur pengembunan pada diagram Mollier, tetapi dengan temperatur penguapan yang konstan dan gas masuk kompresor pada kondisi uap jenuh (kering).



Gbr. 5.12 Perubahan temperatur pengembunan.

Gbr. 5.13 menunjukkan kemungkinan perubahan temperatur penguapan pada diagram Mollier, tetapi dengan temperatur pengembunan yang konstan. Dalam hal ini, gas masuk kompresor ada pada kondisi uap jenuh (kering).



Gbr. 5.14 menunjukkan kemungkinan terjadinya perubahan super dingin, yaitu perubahan kondisi refrigeran cair pada seksi keluar kondensor, pada kondisi di mana temperatur pengembunan dan temperatur penguapan yang konstan, dan gas masuk kompresor pada kondisi uap jenuh (kering).



5.4 Refrigeran

5.4.1 Persyaratan Refrigeran

Unit-unit refrigerasi banyak dipergunakan untuk daerah temperatur yang luas, dari unit untuk keperluan pendinginan udara sampai refrigerasi. Untuk unit refrigerasi tersebut di atas, hendaknya dapat dipilih jenis refrigeran yang paling sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, dan karakteristik termodinamikanya yang antara lain meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan.

Persyaratan refrigeran untuk unit refrigerasi adalah sebagai berikut:

(1) Tekanan penguapannya harus cukup tinggi

Sebaiknya refrigeran memiliki temperatur penguapan pada tekanan yang lebih tinggi, sehingga dapat dihindari kemungkinan terjadinya vakum pada evaporator, dan turunnya efisiensi volumetrik karena naiknya perbandingan kompresi.

(2) Tekanan pengembunan yang tidak terlampau tinggi

Apabila tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresinya menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan. Selain itu, dengan tekanan kerja yang lebih rendah, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, kerusakan, ledakan, dan sebagainya, menjadi lebih kecil.

(3) Kalor laten penguapan harus tinggi

Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan yang tinggi lebih menguntungkan karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.

(4) Volume spesifik (terutama dalam fasa gas) yang cukup kecil

Refrigeran dengan kalor laten penguapan yang besar dan volume spesifik gas yang kecil (berat jenis yang besar) akan memungkinkan penggunaan kompresor dengan volume langkah torak yang lebih kecil. Dengan demikian, untuk kapasitas refrigerasi yang sama, ukuran unit refrigerasi yang bersangkutan menjadi lebih kecil.

Namun, untuk unit pendingin air sentrifugal yang kecil, lebih dikehendaki refrigeran dengan volume spesifik yang agak besar. Hal tersebut diperlukan untuk menaikkan jumlah gas yang bersirkulasi, sehingga dapat mencegah menurunnya efisiensi kompresor sentrifugal.

(5) Koefisien Prestasinya harus tinggi

Dari segi karakteristik termodinamika dari refrigeran, koefisien prestasi merupakan parameter yang terpenting untuk menentukan biaya operasi.

(6) Konduktivitas termal yang tinggi

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor.

(7) Viskositas yang rendah dalam fasa cair maupun fasa gas

Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.

(8) Konstanta dielektrika dari refrigeran yang kecil, tahanan listrik yang besar, serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik

Sifat-sifat tersebut di bawah ini sangat penting, terutama untuk refrigeran yang akan dipergunakan pada kompresor hermetik.

(9) Refrigeran hendaknya stabil dan tidak bereaksi dengan material yang dipakai, jadi, juga tidak menyebabkan korosi

(10) Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang

(11) Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan mudah meledak

(12) *Refrigeran harus mudah dideteksi, jika terjadi kebocoran*

(13) *Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh*

5.4.2 Karakteristik Termodinamika dari Beberapa Refrigeran

Sebaiknya refrigeran menguap pada tekanan sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Dengan demikian, dapat dicegah terjadinya kebocoran udara luar masuk sistem refrigeran karena kemungkinan adanya vakum pada seksi masuk kompresor (bagian tekanan rendah). Selain itu, dapat dicegah turunnya efisiensi volumetrik karena naiknya perbandingan kompresi, yang dapat disebabkan karena berkurangnya tekanan di bagian tekanan rendah. Itulah sebabnya mengapa titik didih refrigeran merupakan salah satu faktor yang sangat penting. Boleh dikatakan, bahwa refrigeran yang memiliki titik didih yang rendah biasanya dipakai untuk keperluan operasi pendinginan temperatur rendah (refrigerasi). Sedangkan refrigeran yang memiliki titik didih tinggi digunakan untuk keperluan pendinginan temperatur tinggi (pendinginan udara). Jadi, titik didih refrigeran merupakan indikator yang menyatakan apakah refrigeran dapat menguap pada temperatur rendah yang diinginkan, tetapi pada tekanan yang tidak terlalu rendah. Dari segi termodinamika, R12, R22, R500, R502, ammonia, dan sebagainya, dapat dipakai untuk daerah temperatur yang luas, dari keperluan pendinginan udara sampai ke refrigerasi (Lihat Tabel 5.4 dan 5.5).

Tabel 5.4 Jenis dan penggunaan refrigeran.

Refrigeran	Titik Didih (°C)	Jenis kompresor	Temperatur penguapan	Temperatur pengembunan	Penggunaan
R 11	23,8	Sentrifugal	Tinggi (pendinginan udara)	Biasa (pendinginan air, pendinginan udara)	Pendinginan air sentrifugal
R 12	-29,8	Torak; putar	Tinggi-rendah (pembekuan, pendinginan ruangan)	"	Penyegar udara, refrigerasi dan pendinginan
		Sentrifugal	"	"	Pendingin air sentrifugal ukuran besar
R 13	-81,4	Torak; putar	Temperatur sangat rendah	(Pendinginan biner)	Refrigerasi temperatur sangat rendah (bagian siklus bertemperatur rendah)
R 21	8,9	"	Tinggi (pendinginan)	Tinggi (pendinginan udara)	Pendingin kabin alat pengangkat
R 22	-40,8	"	Tinggi-rendah (refrigerasi, pendinginan)	Biasa (pendinginan air, pendinginan udara)	Penyegar udara, refrigerasi pada umumnya, pendinginan, beberapa unit refrigerasi, unit temperatur rendah
		Sentrifugal	"	"	Pendingin air sentrifugal temperatur rendah ukuran besar
R 113	47,6	Sentrifugal	Tinggi (pendinginan)	"	Pendingin air sentrifugal ukuran kecil
R 114	3,6	Torak, putar	"	Tinggi (pendinginan udara)	Pendingin kabin alat pengangkat
		Sentrifugal	"	Biasa (pendinginan air, pendinginan udara)	Pendingin air sentrifugal
R 500	-33,3	Torak, putar	Tinggi-rendah (refrigerasi, pendinginan)	"	Refrigerasi pada umumnya dan pendinginan, misalnya penyegar udara
		Sentrifugal	"	"	Pendingin air sentrifugal temperatur rendah
R 502	-45,6	Torak, putar	"	"	Lemari pamer, unit temperatur rendah, refrigerasi dan pendinginan pada umumnya.
Ammonia	-33,3	Torak	Rendah (refrigerasi)	Biasa (pendinginan air)	Unit pembuat es, ruang dingin, pendinginan larutan garam, peti es, pendinginan pabrik (proses) kimia
		Sentrifugal	Rendah (refrigerasi)	"	Ring es, pendingin larutan garam, pendinginan pabrik (proses) kimia

Tabel 5.5 Jenis dan karakteristik beberapa refrigeran.

Penggolongan	Halogen-fluorokarbon									Ammonia
	Metan					Etan		Azeotrop		
Jenis refrigeran	R 11	R 12	R 13	R 21	R 22	R 113	R 114	R 500	5 502	(R 717)
Rumus kimia	CCl ₃ F	CCl ₂ F ₂	CClF ₃	CHCL ₂ F	CHClF ₂	C ₂ Cl ₃ F ₃	C ₂ Cl ₂ F ₄	CCl ₂ F ₂ (73,8%) C ₂ H ₄ F ₂ (26,2%)	CHClF ₂ (48,8%) C ₂ ClF ₅ (51,2%)	NH ₃
Berat molekul	137,37	120,92	104,46	102,92	86,47	187,39	170,93	99,31	111,6	17,03
Titik didih (°C)	23,77	−29,8	−81,4	8,92	−40,8	47,57	3,55	−33,3	−45,6	−33,3
Titik pembekuan (°C)	−111	−158	−181	−135	−160	−35	−94	−158,9	—	−77,7
Temperatur kritis (°C)	198,0	112,0	28,9	178,5	96,0	214,1	145,7	105,1	90,1	133,0
Tekanan kritis (kg/cm ²) abs	43,2	40,6	38,2	51	49,12	34,8	33,2	44,4	42,1	116,5
Berat jenis cair 30°C: (g/cc)	1,476 (25°C)	1,294	1,298 (−30°C)	1,366	1,175	1,55	1,440	1,141	1,242	0,595
Berat jenis pada titik didih: (g/l)	5,86	6,33	7,01	4,57	4,82	7,38	7,82	5,22	6,05	0,905
Kalor spesifik cair 30°C: (cal/g°C)	0,208	0,24	0,25 (−30°C)	0,256	0,335	0,218	0,238	0,290	0,30	1,143
Kalor spesifik uap C _p (30°C pada tekanan atmosfir) (cal/g°C)	0,135	0,147	0,158 (25°C)	0,140	0,152	0,161 (60°C)	0,160	—	0,168	0,52
Perbandingan kalor spesifik, C _p /C _v (30°C pada tekanan atmosfir)	1,136	1,136	1,145 (25°C)	1,175	1,184	1,080 (60°C)	1,088	1,127	1,132	1,31
Kalor laten penguapan pada titik didih (cal/g)	43,51	39,47	35,47	57,86	55,92	35,07	32,78	48,61	42,48	32,7
Kekuatan dielektrika: 23°C pada tekanan atmosfir (Nitrogen = 1)	3,7	2,4	1,65	1,85	1,3	2,6 (0,4 atm)	2,8	—	2,34	0,83
Kelarutan Freon dalam air pada 30°C: (g/100g)	0,011	0,009	—	0,13	0,15	0,013	0,011	0,035	0,056 (25,6°C)	89,9 (0°C)
Kemudahan terbakar	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	Tidak	16–25% (volume; 1,14–1,77 kg
Sifat racun*	5A	6	6	4–5	5A	4–5	6	5A	5A	2

Catatan: *Underwriters Laboratories Group NO. (1: Sangat beracun, 6: tidak beracun)
Sulfurous anhydride ... 1, Methyl chloride ... 4, Carbon dioxide ... 5)

Apabila refrigeran memiliki kalor laten penguapan yang tinggi dan volume spesifik (gas) yang kecil, maka untuk kapasitas refrigerasi yang sama, daya dan volume langkah torak kompresor yang diperlukan menjadi lebih kecil. Jika dibandingkan dengan R12, R22 yang banyak dipergunakan untuk operasi temperatur rendah (untuk refrigerasi dapat menaikkan kapasitas refrigerasinya sampai kira-kira 60%. Oleh karena itu, R22 banyak dipergunakan untuk unit pendinginan udara, penyegar udara, dan sebagainya serta memegang peranan penting dalam usaha menciptakan mesin refrigerasi yang kompak. Seperti telah diterangkan di atas, pada umumnya, lebih dikehendaki refrigeran yang memiliki volume spesifik yang lebih kecil.

Namun, untuk unit pendingin air sentrifugal dengan kapasitas kecil, sebaiknya dipergunakan refrigeran dengan volume spesifik yang besar. Hal tersebut diperlukan untuk menaikkan jumlah uap refrigeran yang bersirkulasi, oleh karena jumlah uap refrigeran yang secara efektif dapat dilayani oleh kompresor sentrifugal adalah kira-kira 40–60 m^3/menit , dan kurang baik untuk kapasitas kecil. Berdasarkan hal tersebut, R11 merupakan refrigeran yang masih saja dipergunakan untuk unit pendingin air sentrifuga dengan kapasitas kecil.

Jadi, boleh dikatakan bahwa gas refrigeran Freon keluar kompresor pada temperatur rendah. Dengan demikian, tidak diperlukan pendinginan silinder, apabila bukan ammonia tetapi Freon yang dipergunakan sebagai refrigeran. Dari refrigeran Freon yang ada, gas R22 keluar dari kompresor pada temperatur yang relatif lebih tinggi. Namun, R502, yaitu suatu campuran yang terdiri 48,8% R22, lebih menguntungkan jika ditinjau dari segi temperatur gas keluar kompresor yang rendah. Jadi, menguntungkan pula bagi kompresornya.

Tabel 5.6 dan Tabel 5.7 menunjukkan karakteristik beberapa jenis refrigeran Freon yang banyak dipakai.

Tabel 5.6 Karakteristik termodinamika dari refrigeran Freon untuk kompresor positif.
(kondisi pendinginan)

Refrigeran	R 12	R 22	R 500	R 502
Tekanan penguapan (kg/cm ² abs)	3,696	6,00	4,363	6,79
Tekanan pengembunan (kg/cm ² abs)	11,02	17,71	13,15	19,04
Perbandingan kompresi	3,26	2,98	3,10	2,80
Efek refrigerasi (kcal/kg)	28,13	37,14	33,47	21,34
Volume spesifik (cair) (l/kg)	0,797	0,883	0,905	0,874
Jumlah refrigeran yang bersirkulasi (cair) (l/jam.ton)	94,0	78,9	89,6	123,9
Volume spesifik (uap) (m ³ /kg)	0,0486	0,0403	0,0492	0,0274
Laju aliran (m ³ /jam.ton)	5,72	3,6	4,87	3,88
Kerja kompresi (kcal/kg)	5,1	6,7	5,8	4,5
Koefisien Prestasi	5,5	5,5	5,8	4,54
Daya yang diperlukan(kW/ton)	0,7	0,7	0,67	0,85
Temperatur gas keluar kompresor (°C)	51	67	53	50

(Kondisi) Temperatur penguapan: 5°C Temperatur pengembunan: 45°C

5.4.3 Uap Air dalam Refrigeran

Apabila uap air masuk ke dalam sistem refrigeran dari suatu unit refrigerasi, maka air mungkin bereaksi dengan refrigeran sehingga menyebabkan berbagai macam gangguan terhadap operasi unit refrigerasi tersebut.

Gangguan yang terjadi itu dapat berbeda-beda, tergantung pada jenis refrigeran dan jumlah uap air yang masuk, adanya udara dan kotoran, dan sebagainya. Namun, gangguan tersebut dapat dibagi menjadi dua golongan utama, yaitu:

- (1) Pembekuan pada katup ekspansi dan sebagainya, karena adanya air yang ikut bersirkulasi dalam refrigeran.
- (2) Korosi pada sistem refrigeran dan rusaknya minyak pelumas, karena adanya reaksi kimia antara air dengan refrigeran dan bagian-bagian logam.

Tabel 5.7 Karakteristik termodinamika dari beberapa refrigeran untuk unit pendingin air sentrifugal

Refrigeran		R 11	R 12	R 113	R 114
Tekanan penguapan (kg/cm ² abs)		0,506	3,696	0,1939	1,090
Tekanan pengembunan (kg/cm ² abs)		2,084	11,023	0,9451	4,066
Efek refrigerasi (kcal/kg)		37,85	28,13	29,68	24,12
Volume spesifik (m ³ /kg)		0,33	0,0486	0,641	0,1207
Jumlah gas bersirkulasi (m ³ /jam.ton)	Isap	29,4	5,72	71,6	16,63
	Buang	8,35	2,24	16,8	5,10
Kerja kompresi (kcal/kg)		5,7	4,8	5,1	4,9
Kerja kompresi persatuan berat (m)		2430	2050	2180	2090
Daya yang diperlukan (kW/ton)		0,790	0,895	0,88	1,068
Temperatur gas keluar kompresor (°C)		52	51	*	*
Kecepatan suara dalam gas pada 0°C (m/sec)		134	138	113	116

Catatan*: Hampir sama dengan temperatur pengembunan

(Kondisi) Temperatur penguapan: 5°C

Temperatur pengembunan: 45°C

Super dingin: 5°C

Lain halnya dengan ammonia yang dapat melarutkan air dengan baik. Air yang masuk ke dalam sistem refrigeran, ikut bersirkulasi dalam bentuk aqua-ammonia. Oleh karena itu, dalam hal ini boleh dikatakan tidak pernah terjadi gangguan karena pembekuan air. Sedangkan Freon tidak berpadu dengan air.

5.4.4 Beberapa Pengaruh pada Material

Bermacam-macam logam dan jenis bahan lainnya dipakai pada sistem refrigeran dari suatu unit refrigerasi. Oleh karena itu, refrigeran haruslah stabil secara fisik dan kimiawi atau tidak bereaksi dengan material yang dipergunakan.

Untuk hal tersebut banyak jenis refrigeran Freon yang tersedia. Dengan demikian, ada banyak pilihan terhadap refrigeran Freon yang dapat dipergunakan. Refrigeran Freon adalah stabil kimiawi dan tak menyebabkan korosi. Namun, ada beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam pemilihan Freon sebagai refrigeran.

Dibandingkan dengan R12, R22 cenderung merusak karet & minyak pelumas. Hubungan antara beberapa refrigeran, minyak pelumas & karet sintetik, sangat kompleks. Sebagai contoh, jika karet sintetik yang dipakai tahan terhadap Freon, tetap mungkin sekali tidak tahan terhadap pengaruh merusak dari minyak.

Namun, refrigeran Freon tidak merusak baja, tembaga dan kuningan. Meskipun

demikian, Freon sangat korosif terhadap paduan aluminium yang mengandung banyak magnesium, juga terhadap paduan aluminium dan tembaga di mana refrigeran mengandung air atau alkohol.

Korosi logam oleh refrigeran Freon sangat tergantung pada adanya kotoran dan air. Boleh dikatakan bahwa refrigeran Freon adalah netral, tetapi dalam keadaan di mana terdapat air, udara dan tembaga, dapat menyebabkan terjadinya hidrolisis. Kecenderungan ini sangat nyata bagi R11 dan R113. Sedangkan ammonia sangat korosif terhadap tembaga dan kuningan. Oleh karena itu, jika hendak menggunakan ammonia sebagai refrigeran, sebaiknya tidak menggunakan jenis logam tersebut di atas. Tetapi, perunggu dapat dipakai sebagai bantalan asalkan selalu terlapis minyak pelumas, oleh karena ammonia tidak terlalu korosif terhadap perunggu.

5.4.5 Refrigeran dan Minyak Pelumas

Refrigeran Freon dapat bercampur baik dengan minyak pelumas, dan campuran yang terjadi itu bersirkulasi sepanjang sistem refrigeran. Namun, jika jumlah minyak dalam campuran menjadi terlalu banyak, tentu ada pengaruhnya terhadap prestasi dari siklus refrigerasi yang bersangkutan. Dengan kata lain, kapasitas refrigerasi akan dipengaruhi oleh berkurangnya tekanan evaporasi. Sedangkan perpindahan kalor juga akan dipengaruhi oleh adanya minyak pelumas yang menempel pada bagian dalam dari evaporator dan kondensor. Selain itu, pelumasan bantalan juga akan terganggu karena viskositas minyak pelumas akan berkurang karena diencerkan oleh refrigeran. Demikian pula kualitas minyak pelumas akan menurun karena terjadinya dekomposisi, sehingga terjadi lumpur minyak dan derajat keasamannya naik.

Mengingat karakteristik refrigeran Freon tersebut di atas, maka gangguan tersebut dapat terjadi. Oleh karena itu, hendaknya dipilih jenis refrigeran Freon yang tepat.

Biasanya, banyaknya minyak pelumas yang terdapat di dalam refrigeran disebabkan karena terjadinya pembuihan minyak pelumas pada waktu kompresor distart. Sedangkan pembuihan itu sendiri disebabkan oleh refrigeran yang tercampur dengan minyak pelumas di dalam ruang engkol pada waktu kompresor berhenti bekerja. Apabila mesin refrigerasi mulai bekerja, tekanan di dalam ruang engkol turun dengan tiba-tiba, sehingga refrigeran di dalam minyak pelumas mulai menguap dengan cepat. Akibatnya, permukaan minyak pelumas membuih dan percikan minyak pelumas yang terjadi karenanya diisap masuk ke dalam silinder kompresor; kemudian bersama-sama dengan uap refrigeran masuk ke dalam kondensor dan evaporator.

Makin rendah temperatur minyak pelumas, makin banyak refrigeran bercampur dengan minyak pelumas di ruang engkol. Oleh karena itu sebaiknya dipergunakan pompa kalor pada waktu cuaca dingin. Untuk mengatasi gangguan di atas, dapat dipergunakan pemanas listrik (pemanas ruang engkol) yang dipasang di dalam bak minyak pelumas (ruang engkol) kompresor, untuk memanaskan minyak pelumas sebelum mesin distart. Temperatur minyak pelumas dapat diatur dengan alat pengatur temperatur.

5.4.6 Sifat Listrik dari Refrigeran

Pada waktu ini banyak dipergunakan kompresor hermetik pada unit penyegar udara, unit pendingin air, dan sebagainya.

Perkembangan kompresor hermetik ditunjang dengan diketahuinya jenis refrigeran yang memiliki sifat listrik yang baik. Refrigeran tersebut tidak merusak isolator dari lilitan motor listrik yang dikenainya, sehingga dapat dicegah terjadinya kerusakan.

5.4.7 Kemudahan Terbakar dan Sifat Beracun dari Refrigeran

Biasanya, kebocoran refrigeran dari sistem refrigeran suatu unit refrigerasi relatif sangat kecil. Kecuali dalam keadaan darurat, kebocoran refrigeran jarang terjadi. Namun, penting sekali diketahui tentang sifat beracun dan kemudahan terbakar dari refrigeran yang dipergunakan, karena dalam banyak hal terpaksa harus dilakukan penambahan, pemasukan, atau penggantian refrigeran. Selain itu, harus pula diketahui cara mengatasi keadaan darurat, misalnya, kecelakaan dan kerusakan yang mungkin terjadi setiap saat. (Lihat Tabel 5.8.)

Ammonia sangat merangsang dan beracun. Oleh karena itu harus diperlakukan dengan sangat teliti dan hati-hati. Untuk mencegah terjadinya kecelakaan dan jenis bahaya lainnya, ruangan mesin harus terbuka dan memiliki ventilasi yang baik. Di samping itu harus pula disediakan kedok gas untuk melindungi petugas dalam keadaan bahaya.

Tabel 5.8 Kemudahan terbakar dan sifat racun dari refrigeran.

Jenis refrigeran		Ammonia	R 11	R 12	R 22	R 114	R 500	R 502
Kemudahan meledak dan terbakar	Batas bahaya ledakan (volume %)	16–25	Tak terbakar	Tak terbakar	Tak terbakar	Tak terbakar	Tak terbakar	Tak terbakar
	Batas bahaya ledakan (kg/10 m ³)	1,14–1,77	—	—	—	—	—	—
	Tekanan ledakan maximum (kg/cm ³ gauge)	3,51	—	—	—	—	—	—
	Waktu yang diperlukan untuk mencapai tekanan maximum (detik)	0,175	—	—	—	—	—	—
Sifat racun	Underwriters laboratories group No.	2	5 A	6	5 A	6	5 A	5 A
	Jumlah yang dapat menyebabkan keadaan sangat berbahaya dan kerugian fatal (volume %)	0,5–0,6	10	28,5–30,4	9,5–11,7	20,1–21,5	19,4–20,3–3	—
	Jumlah yang dapat menyebabkan keadaan sangat berbahaya dan kerugian fatal (kg/10 m ³)	0,0354–0,041	5,72	14,3–15,3	3,40–4,18	27 8–29,7	6,15–6,42	—
	Waktu yang masih (menit)	30	120	120	120	120	120	120

5.5 Minyak Pelumas Mesin Refrigerasi

Minyak pelumas mesin refrigerasi bersirkulasi hanya untuk melumasi bagian-bagian kompresor yang saling bergesekan. Sebagian dari minyak pelumas itu bercampur dengan refrigeran dan masuk ke dalam kondensor dan evaporator.

Oleh karena itu, minyak pelumas mesin refrigerasi harus memiliki sifat, selain

sebagai pelumas yang baik, juga tidak menyebabkan gangguan atau kerusakan refrigeran dan bagian-bagian yang dilaluinya.

Di samping itu, minyak pelumas mesin refrigerasi harus tahan temperatur tinggi, karena gas refrigerasi pada akhir langkah kompresi di dalam silinder bertemperatur tinggi.

Seperti diterangkan di atas, minyak pelumas mesin refrigerasi harus memenuhi beberapa persyaratan tersebut di bawah ini, yaitu sesuai dengan temperatur kerja mesin, jenis refrigeran dan jenis kompresor yang dipergunakan.

Persyaratan minyak pelumas mesin refrigerasi:

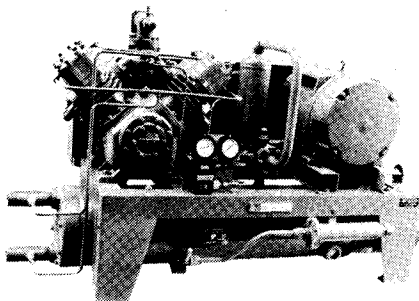
- (a) Titik beku yang rendah
- (b) Titik nyala yang tinggi (stabilitas termal yang baik)
- (c) Viskositas yang tepat
- (d) Dapat dipisahkan dengan mudah dari refrigeran tanpa reaksi kimia
- (e) Tidak mudah membentuk emulsi
- (f) Tidak bersifat sebagai oksidator
- (g) Kadar parafin rendah (untuk mencegah pembekuan pada temperatur rendah)
- (h) Kemurnian tinggi (tidak mengandung kotoran, air, asam, dan sebagainya)
- (i) Bersifat isolator listrik yang baik, terutama untuk penggunaan pada kompresor hermetik)
- (j) Kekuatan lapisan minyak yang tinggi.

5.6 Desikan ("Desiccant", Zat Pengeriing)

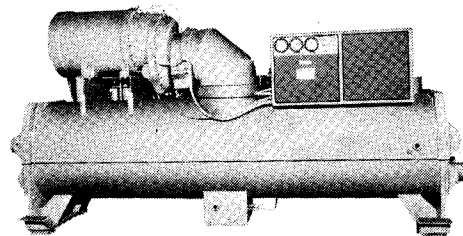
Desikan yang terdapat di dalam alat pengering dari instalasi refrigerasi dipergunakan terutama untuk menyerap dan menghilangkan uap air yang ada di dalam refrigeran. Oleh karena itu, kemurnian desikan harus terjamin dan harus cukup keras sehingga tidak mudah pecah. Di samping itu, harus memiliki daya serap yang tinggi untuk jangka waktu lama.

Oleh karena itu, desikan harus tersimpan di dalam kaleng yang tertutup sempurna sebelum dipergunakan pada instalasi refrigerasi. (Lihat Tabel 5.9.)

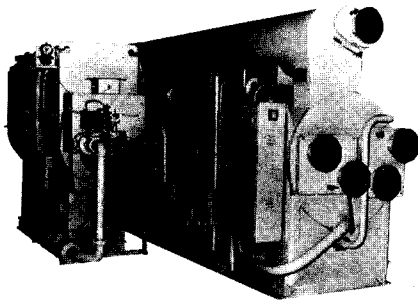
Referensi: Beberapa macam mesin refrigerasi.



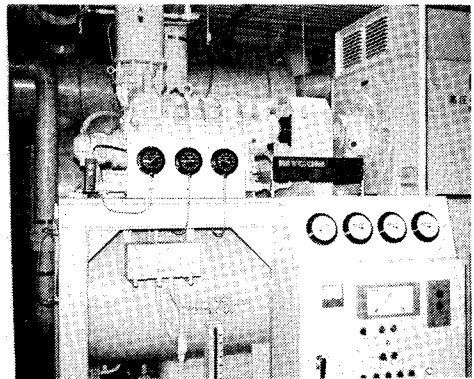
Unit kondensor



Unit pendingin air sentrifugal



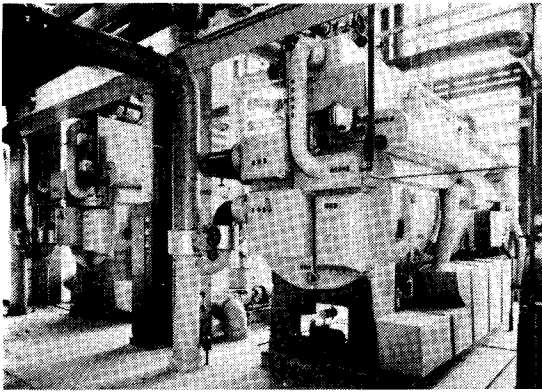
Mesin refrigerasi absorpsi



Kompresor sekrup

Tabel 5.9 Jenis dan karakteristik dari beberapa desikan.

		Silika gel	S/V Soverbead	Ayakan molekuler
Komposisi		$\text{SiO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$	Sejenis asam silika	Zeolit sintetik
Rupa	Sebelum basah	Gelas tembus cahaya tak berwarna	Bola tembus cahaya	Kristal kecil
	Setelah basah	Tidak berubah	Tidak berubah	Tidak berubah
Sifat beracun, kemudahan terbakar dan jenis bahaya Rasa		Tidak ada Tidak ada rasa dan bau	Tidak ada Tidak ada rasa dan bau	Tidak ada Tidak ada rasa dan bau
Penjenuhan penyerapan		Jenis A: Kira-kira 40% Jenis B: Kira-kira 80%	Hampir sama dengan silika gel	Lebih besar daripada silika gel
Pembungkus		Dari material apa saja boleh	Dari material apa saja boleh	Dari material apa saja boleh
Regenerasi		Mudah diregenerasi dengan memanaskan pada 150–200°C selama 1–2 jam. Regenerasi tidak akan menyebabkan perubahan pada sifat-sifatnya	Mudah diregenarasi dengan memanaskan pada 200°C, selama 8 jam atau lebih cepat	Mudah diregenerasi dengan memanaskan pada 200–250°C
Umum		Semi permanen	Semi permanen, tetapi akan rusak apabila dikenai air dalam bentuk cairan	Semi permanen
Apabila tercampur dengan produk lain karena kesalahan		Tidak bereaksi dan dapat dipisahkan	Tidak bereaksi dan dapat dipisahkan	Tidak bereaksi dan dapat dipisahkan

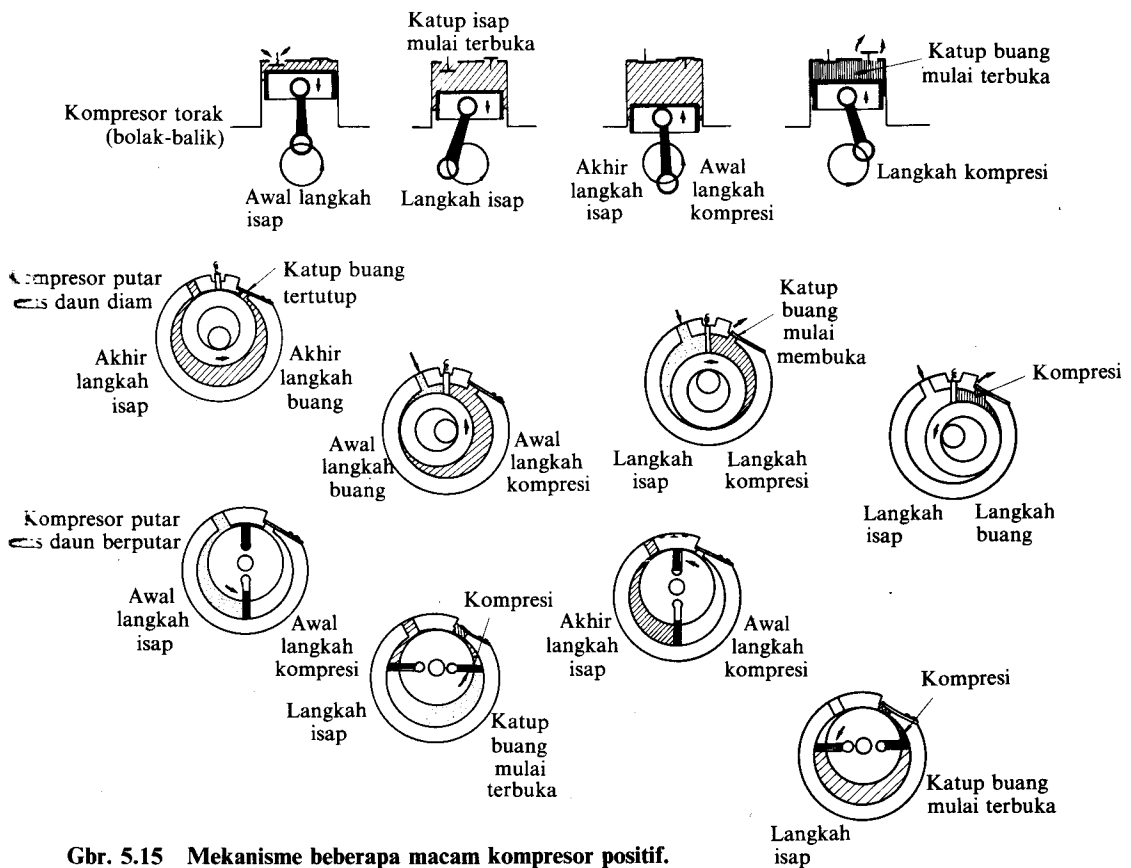


Mesin refrigrerasi absorpsi pembakaran langsung dua sasaran

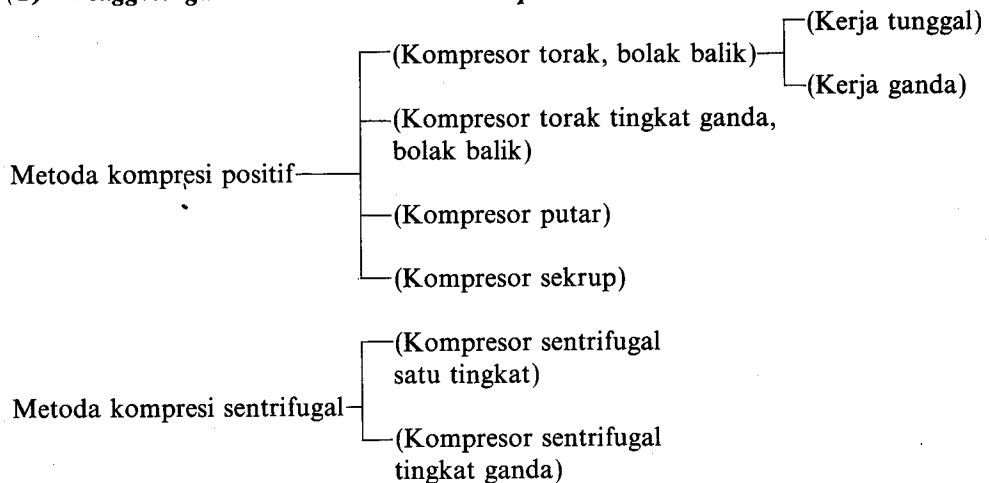
5.7 Kompresor

5.7.1 Beberapa Jenis Kompresor

Kompresor dapat dibagi dalam dua jenis utama, yaitu kompresor positif, di mana gas diisap masuk ke dalam silinder dan dikompresikan; dan jenis kompresor non-positif, di mana gas yang diisap masuk dipercepat alirannya oleh sebuah impeler yang kemudian mengubah energi kinetik untuk menaikkan tekanan. (Lihat Gbr. 5.15.)



Gbr. 5.15 Mekanisme beberapa macam kompresor positif.

(1) Penggolongan berdasarkan metoda kompresi**(2) Penggolongan menurut bentuk**

Jenis vertikal

Jenis horisontal

Jenis silinder banyak (Jenis-V, jenis-W, dan jenis-VV)

(3) Penggolongan menurut kecepatan putar

Jenis kecepatan rendah

Jenis kecepatan tinggi

(4) Penggolongan menurut gas refrigeran

Kompresor Ammonia

Kompresor Freon

Kompresor CO₂**(5) Penggolongan menurut konstruksi**

Jenis terbuka

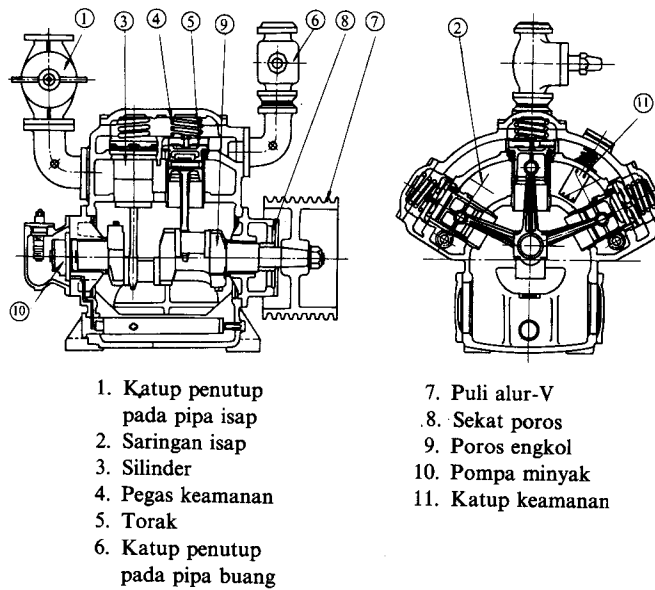
Jenis semi hermetik

Jenis hermetik

Berikut ini akan diberikan penjelasan secara garis besar mengenai beberapa kompresor yang banyak digunakan pada waktu ini.

5.7.2 Kompresor Torak Kecepatan Tinggi Bersilinder Banyak

Kecepatan putar yang tinggi dipergunakan apabila diperlukan kapasitas yang lebih besar. Namun, pada kompresor torak yang konvensional kecepatan putar tersebut ada batasnya. Hal itu disebabkan karena terbatasnya kekuatan material dan terjadinya getaran yang disebabkan oleh bagian mesin yang bergerak bolak-balik. Kecepatan putar kompresor berkisar antara 900–1800 rpm dan untuk memperoleh kapasitas yang lebih besar dipakai kompresor bersilinder banyak. Gbr. 5.16 menunjukkan jenis kompresor yang banyak dipergunakan pada waktu ini. Meskipun demikian, banyak juga dipergunakan kompresor berukuran kecil dan sedang. Daya penggerak kompresor berkisar antara 3,7 sampai 200 kW.



Gbr. 5.16 Konstruksi kompresor torak (silinder ganda) kecepatan tinggi.

Perbedaan konstruksi antara kompresor kecepatan rendah dan kompresor kecepatan tinggi bersilinder banyak adalah pada beberapa hal tersebut di bawah ini.

(1) *Mekanisme katup*

Dengan naiknya kecepatan putar, maka dipakai katup yang ringan, misalnya katup pelat. Hal ini disebabkan karena katup, seperti yang biasa dipergunakan pada motor bakar torak, adalah terlalu berat. Katup pelat dapat secara cepat mengikuti gerakan torak, sehingga prestasinya lebih baik dan dapat diandalkan.

(2) *Penyekat poros*

Dengan naiknya kecepatan poros engkol, dipergunakan penyekat mekanikal dan bukan jenis penyekat paking.

(3) *Pelumasan*

Minyak pelumas dialirkan ke bagian-bagian mesin secara paksa dengan menggunakan pompa minyak pelumas.

(4) *Pelepas tekanan*

Pelepas tekanan dipasang di dalam silinder untuk meringankan start dan mengatur kapasitas kompresor. Pelepas tekanan itu dijalankan oleh pengatur kapasitas dengan menggunakan tekanan minyak pelumas.

Ciri-ciri kompresor bersilinder banyak kecepatan tinggi adalah sebagai berikut:

- 1) Kecil dan ringan
- 2) Memerlukan fondasi yang sederhana karena getarannya lebih kecil.
- 3) Memungkinkan penggunaan pelepas tekanan dan tidak diperlukan momen putar start yang besar.
- 4) Kapasitas refrigerasi dapat diatur secara otomatis
- 5) Memungkinkan pertukaran komponen yang dipergunakan pada setiap silinder.

Kapasitas kompresor dapat dirancang dengan menggunakan silinder yang tersedia, sehingga dapat diperoleh kompresor dengan 4, 6, 8, 12, 16 silinder, sesuai dengan keperluannya.

Oleh karena itu, dapat diperoleh kompresor dengan harga yang lebih murah.

- 6) Keausan cincin torak, bantalan, dan sebagainya terjadi karena kecepatan dan beban yang tinggi.
- 7) Kerusakan minyak pelumas terjadi karena temperatur kerja yang tinggi
- 8) Apabila dipergunakan perbandingan kompresi yang tinggi, maka kemampuan akan turun dan kerugian dayanya bertambah besar karena efisiensi volumetriknya turun.

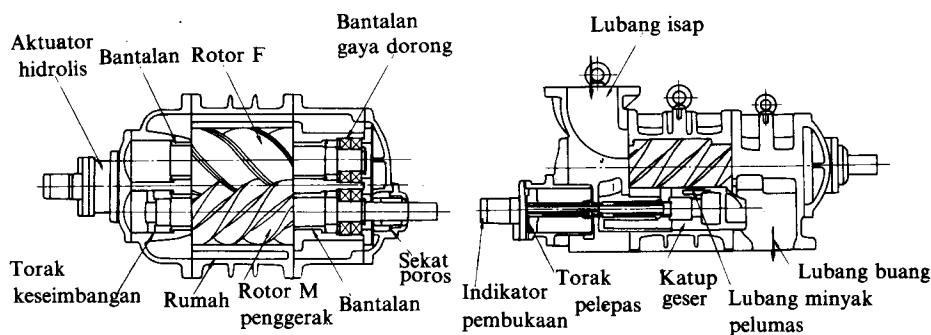
5.7.3 Kompresor Putar

Kompresor putar dapat dibagi menjadi dua jenis, yaitu jenis daun berputar dan jenis daun stasioner (diam). Pada jenis yang pertama, daun terletak pada rotor yang berputar tetapi dapat bergerak dalam arah radial. Dengan demikian puncak daun selalu merapat pada bagian dalam dari silinder. Jenis ini banyak dipergunakan sebagai kompresor untuk unit penyegar udara berkapasitas rendah. (Lihat Gbr. 5.15). Sedangkan pada jenis daun stasioner, daun terletak menempel pada permukaan rotor yang berputar (torak berputar). Proses kompresi gas refrigeran dilakukan oleh rotor dengan urutan seperti terlukis pada Gbr. 5.15.

Dibandingkan dengan kompresor torak (bolak-balik), konstruksi kompresor berputar lebih sederhana dan jumlah komponennya lebih sedikit. Di samping itu, untuk kapasitas kompresor yang lebih besar, pembuatannya lebih mudah dan getarannya kurang. Hal ini disebabkan karena pada kompresor putar tidak terdapat bagian yang bergerak bolak-balik. Namun demikian, bagian-bagian yang bergesekan harus dibuat dengan ketelitian tinggi serta dari material yang tidak mudah aus. Hanya dengan jalan demikian dapat diperoleh perbandingan kompresi dan efisiensi yang tinggi.

5.7.4 Kompresor Sekrup

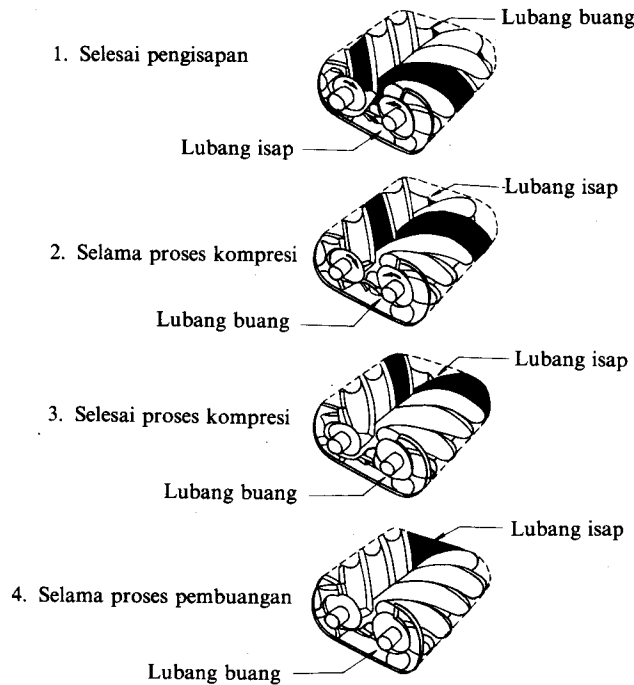
Kompresor sekrup, yang semula dirancang untuk memperoleh kompresor udara tanpa minyak pelumas, memiliki dua buah rotor yang berpasangan, berturut-turut dengan gigi jantan dan gigi betina. Dalam beberapa tahun terakhir ini, kompresor sekrup dibuat juga untuk dipergunakan pada mesin refrigerasi, seperti terlihat pada Gbr. 5.17 dengan mekanisme pelumasan yang terpadu.



Gbr. 5.17 Konstruksi kompresor sekrup.

Kompresor sekrup memiliki beberapa keuntungan, yaitu lebih sedikit jumlah bagian yang bergesekan, perbandingan kompresi yang tinggi dalam satu tingkat, relatif stabil terhadap pengaruh cairan (kotoran) yang terserap dalam refrigeran.

Seperti pada kompresor torak, mekanisme kompresi dari kompresor sekrup melakukan tiga langkah, yaitu langkah isap, langkah kompresi, dan langkah keluar. Untuk mengurangi kerugian gesek pada aliran gas, seperti terlihat pada Gbr. 5.18, gas diisap, dikompresikan, dan dikeluarkan dalam arah aksial.



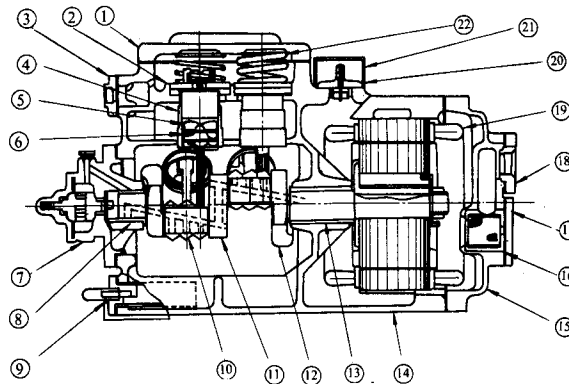
Gbr. 5.18 Mekanisme kompresor sekrup.

5.7.5 Kompresor Semi Hermetik

Pada kompresor semi hermetik listrik dibuat menjadi satu dengan kompresor. Jadi, rotor motor listrik tersebut berada di dalam perpanjangan ruang engkol dari kompresor tersebut. Dengan jalan demikian tidak diperlukan penyekat poros, sehingga dapat dicegah terjadinya kebocoran gas refrigeran. Di samping itu, konstruksinya lebih kompak dan bunyi mesin menjadi lebih halus.

Namun demikian, haruslah diperhatikan agar dipergunakan isolator listrik (motor listrik) yang sebaik-baiknya, yaitu tahan terhadap pengaruh gas refrigeran. Untuk hal tersebut, gas refrigeran Freon sangat tepat, sebab selain tidak merusak isolator listrik, gas Freon juga memiliki sifat mengisolasi.

Pada waktu ini, kompresor semi hermetik untuk gas refrigeran Freon dibuat sampai kira-kira 40 kW. Dari segi konstruksinya, kompresor semi hermetis juga dapat dibuat bersilinder banyak, dengan momen putar start yang rendah, seperti terlihat pada Gbr. 5.19.



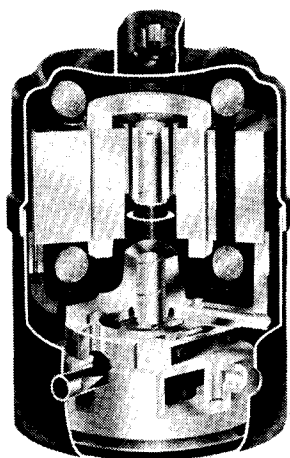
No	Nama	Material
1	Tutup kepala silinder	Besi tuang
2	Kepala silinder	Baja khusus
3	Flens dari pipa buang	Baja
4	Silinder	Besi tuang
5	Torak	Besi tuang
6	Pena torak	Baja khusus
7	Pompa roda gigi	Baja tuang
8	Logam bantalan	Logam putih
9	Saringan minyak pelumas	Kawat kuningan
10	Batang penghubung	Baja khusus
11	Poros engkol	Baja
12	Beban keseimbangan	Besi tuang
13	Bantalan utama	Logam putih
14	Rumah engkol (ruang engkol)	Besi tuang
15	Tutup motor	Besi tuang
16	Saringan gas masuk	Kawat kuningan
17	Tutup	Baja
18	Flens dari pipa isap	Baja
19	Motor	—
20	Terminal listrik	—
21	Tutup terminal	Baja
22	Kepala pengaman	Baja

Gbr. 5.19 Penampang kompresor semi-hermatik.

5.7.6 Kompresor Hermetik

Pada dasarnya, kompresor hermetik hampir sama dengan kompresor semi hermetik. Perbedaannya hanya terletak pada cara penyambungan rumah (baja) kompresor dengan stator motor penggerakannya. Pada kompresor hermetik dipergunakan sambungan las sehingga rapat udara, seperti terlihat pada Gbr. 5.20. Pada kompresor semi hermetik dengan rumah terbuat dari besi tuang, bagian-bagian penutup dan penyambungannya masih dapat dibuka. Sebaliknya dengan kompresor hermetik, rumah kompresor dibuat dari baja dengan pengerjaan las, sehingga baik kompresor maupun motor listrik tidak dapat diperiksa tanpa memotong rumah kompresor. Oleh karena itu, komponen dari kompresor hermetik haruslah terpercaya dan dapat diandalkan.

Kompresor hermetik biasanya dibuat untuk unit berkapasitas rendah, sampai



Gbr. 5.20 Kompresor putar hermatik.

7,5 kW, misalnya pada penyegar udara paket. Sementara itu, ada kecenderungan menggunakan motor listrik putaran tinggi dengan dua-pol (3000 rpm: 50 Hz, atau 3600 rpm: 60 Hz) sebagai pengganti motor listrik empat-pol (1500 rpm: 50 Hz; atau 1800 rpm: 60 Hz).

5.7.7 Kapasitas Kompresor

Kapasitas refrigerasi dari sebuah mesin refrigerasi tergantung pada kemampuan kompresor memenuhi jumlah gas refrigeran yang perlu disirkulasikan.

Kapasitas kompresor biasanya dinyatakan dengan volume gas yang diisap per satuan waktu (m^3/jam).

(1) Untuk kompresor torak, secara teori kapasitas kompresor dapat dinyatakan sebagai

$$V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \times z \times n \times 60 \text{ (m}^3/\text{jam)}$$

di mana,

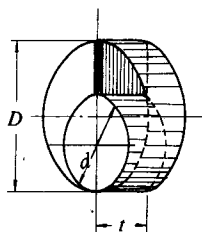
D = diameter silinder (m)

L = panjang langkah torak (m)

z = jumlah silinder

n = jumlah putaran poros per menit (menit^{-1})

(2) Untuk kompresor putar (positif), kapasitas kompresor dapat dinyatakan sebagai (Lihat juga Gbr. 5.21.)



Gbr. 5.21 Volume langkah torak dari kompresor putar.

$$V = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times t \times z \times n \times 60 \text{ (m}^3\text{/jam)}$$

di mana,

D = diameter-dalam dari silinder rumah (m)

d = diameter-luar dari silinder rotor (torak berputar) (m)

t = tebal silinder (m)

z = jumlah silinder

n = jumlah putaran rotor per menit (menit^{-1})

5.7.8 Proses Kompresi

Ada tiga macam proses kompresi yang kita kenal, yaitu kompresi isothermal, kompresi politropik, dan kompresi adiabatik.

(1) Kompresi Isothermal

Dalam kompresi isothermal, temperatur gas tidak berubah sehingga temperatur gas pada akhir langkah kompresi sama dengan temperatur gas pada awal kompresi. Dalam hal ini, kenaikan temperatur gas dapat dicegah karena panas yang timbul selama proses kompresi, segera diserap sempurna oleh fluida pendingin melalui dinding silinder. Namun demikian, proses kompresi isothermal sukar dilaksanakan.

Tetapi, dengan kompresi isothermal kerja yang diperlukan adalah yang paling rendah jika dibandingkan dengan jenis proses kompresi yang lain. Hubungan antara tekanan dan volume gas sebelum dan sesudah kompresi dapat dinyatakan sebagai

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad \text{atau} \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2}$$

di mana,

P = tekanan gas (absolut) ($\text{kg/cm}^2\text{abs}$)

V = volume gas (m^3)

sedangkan subskrip 1 dan 2, berturut-turut menyatakan kondisi gas pada awal dan akhir proses kompresi.

(2) Kompresi politropik

Dalam kompresi politropik, temperatur gas setelah kompresi lebih tinggi daripada temperatur gas pada awal langkah kompresi, meskipun selama proses tersebut berlangsung terjadi perpindahan kalor dari silinder ke sekitarnya. Kompresi gas refrigeran di dalam kompresor, dalam keadaan sebenarnya, kira-kira mendekati proses politropik tersebut di atas. Kerja yang diperlukan untuk kompresi politropik lebih besar daripada untuk kompresi isothermal, tetapi lebih rendah daripada untuk kompresi adiabatik.

Di samping itu, kenaikan tekanan yang diperoleh dengan kompresi politropik lebih besar daripada dengan kompresi isothermal, tetapi lebih rendah daripada dengan kompresi adiabatik.

Untuk kompresi politropik, hubungan antara tekanan dan volume pada awal dan pada akhir proses kompresi adalah sebagai berikut

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad \text{atau} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^n$$

di mana,

$$n = \text{eksponen}; 1 < n < \frac{C_p}{C_v}$$

C_p = kalor spesifik tekanan konstan

C_v = kalor spesifik volume konstan

(3) *Kompresi adiabatik*

Proses kompresi adiabatik adalah proses kompresi tanpa perpindahan kalor dari gas ke sekitarnya, yaitu dengan jalan memberikan isolasi panas secara sempurna pada dinding silinder. Dengan kompresi adiabatik, temperatur gas akan naik lebih tinggi daripada kenaikan yang terjadi dengan kompresi politropik.

Di samping itu, dengan kompresi adiabatik kerja yang diperlukan untuk kompresi akan lebih besar, tetapi akan diperoleh kenaikan tekanan yang lebih tinggi. Hubungan antara tekanan dan volume pada awal langkah kompresi dan pada akhir kompresi dapat dinyatakan sebagai

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

di mana,

$$k = C_p/C_v = \text{konstanta adiabatik}$$

Proses kompresi di dalam kompresor, dalam kenyataannya bukanlah kompresi adiabatik maupun kompresi isothermal, akan tetapi kompresi politropik. Namun, karena prosesnya mendekati kompresi adiabatik, maka dalam perhitungan dengan menggunakan diagram Mollier proses kompresi tersebut dianggap adiabatik.

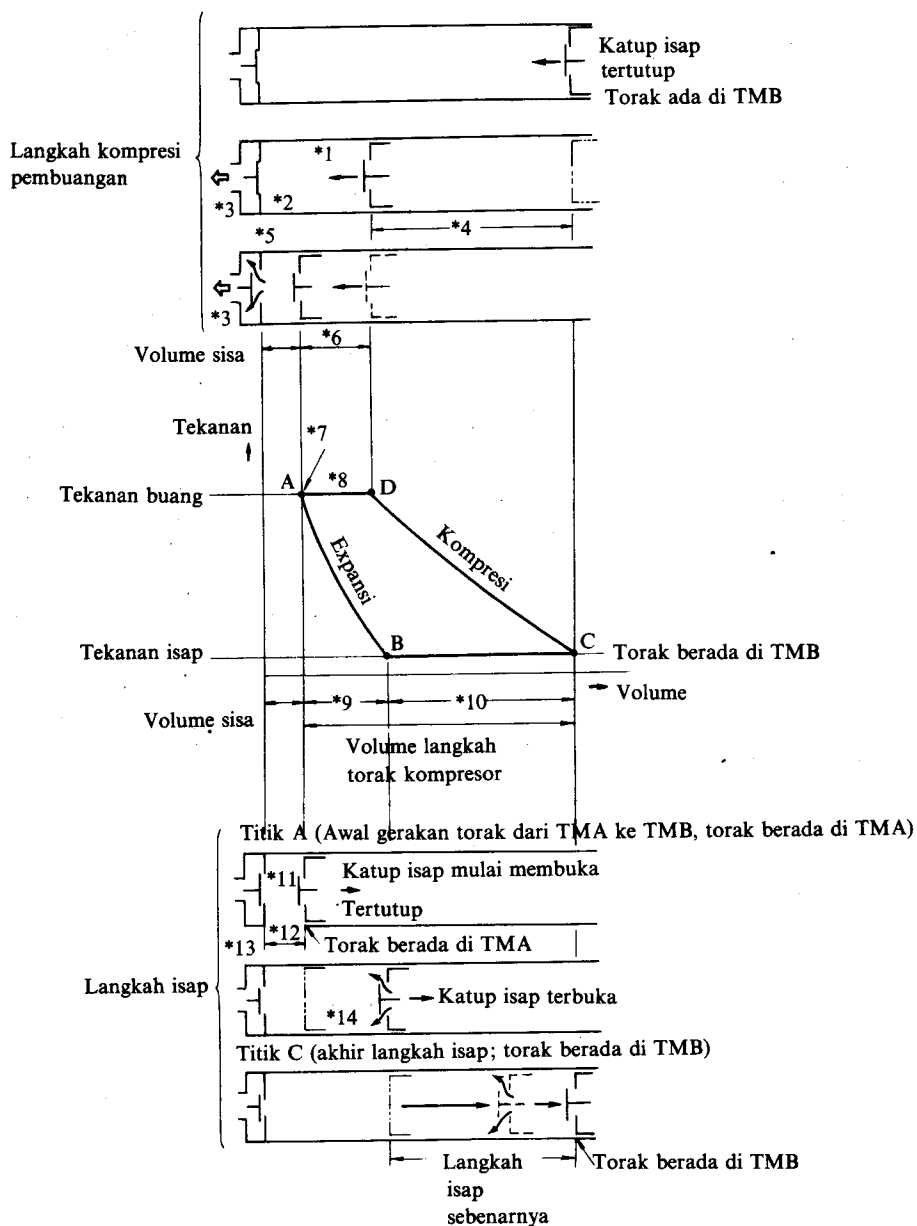
5.7.9 Siklus Kerja Kompresor

Apabila gas refrigeran diisap masuk dan dikompresikan di dalam silinder kompresor mesin refrigerasi, perubahan tekanan gas refrigeran terjadi sesuai dengan perubahan volume yang diakibatkan oleh gerak torak di dalam silinder tersebut.

Gbr. 5.22 menunjukkan perubahan tekanan gas di dalam silinder selama langkah uap dan langkah kompresi.

(1) *Langkah isap*

- 1) Pada waktu torak berada di Titik Mati Atas (titik A), katup buang dan katup isap ada dalam keadaan menutup. Kemudian, pada waktu torak mulai bergerak dari Titik Mati Atas (TMA) ke Titik Mati Bawah (TMB) katup isap akan membuka.
- 2) Selama gerakan torak dari TMA ke titik B, gas yang ada di dalam silinder akan berexpansi, tetapi gas sebenarnya baru terisap masuk ke dalam silinder setelah tekanan di dalam silinder tersebut turun mencapai tekanan penguapan. Oleh karena itu, selama gerakan torak dari titik A ke titik B, tidak terjadi pengisapan (langkah bebas; *idle stroke*).
- 3) Maka baru setelah torak mencapai titik B dan meneruskan gerakannya menuju TMB (titik C), gas refrigeran mulai diisap masuk ke dalam silinder. Pada waktu torak berada di TMB, katup isap menutup dan proses pengisapan gas refrigeran selesai.



- | | |
|--|------------------------------------|
| 1: Katup isap menutup | 8: Langkah pembuangan |
| 2: Katup buang mulai membuka | 9: Langkah bebas isap |
| 3: Tekanan tinggi | 10: Jumlah yang terisap sebenarnya |
| 4: Langkah kompresi | 11: Katup buang tutup |
| 5: Titik A (Akhir proses pembuangan; Torak ada di TMA) | 12: Volume sisa |
| 6: Langkah buang (Torak di TMA) | 13: Titik B (Awal langkah isap) |
| 7: Torak ada di TMA | 14: Langkah bebas isap |

Gbr. 5.22 Siklus kompresor (gerakan torak dan perubahan tekanan di dalam silinder).

(2) Langkah kompresi

- 1) Pada waktu torak berada di TMB (titik C), baik katup isap maupun katup buang ada dalam keadaan menutup.
- 2) Selanjutnya, selama gerakan torak dari TMB ke titik D, gas di dalam silinder mengalami proses kompresi sehingga tekanan gas akan naik secara berangsur-angsur.
- 3) Apabila telah dicapai tekanan buang (pengeluaran), pada titik D, katup buang mulai membuka sehingga gas akan keluar dari dalam silinder.
- 4) Selama gerakan torak dari titik D ke TMA (titik A), pengeluaran gas refrigeran berlangsung pada tekanan konstan. Proses kompresi selesai pada waktu torak berada di TMA.

Seperti telah diterangkan di atas, selama langkah isap terdapat langkah bebas (*idle stroke*) sehingga jumlah gas yang terisap akan berkurang. Dengan demikian, efisiensi volumetriknya akan turun. Oleh karena itu, hendaknya diusahakan agar panjang langkah bebas dapat dibuat sependek-pendeknya sehingga pengisapan gas masuk kompresor dapat dimulai seawal mungkin.

5.7.10 Temperatur Gas Keluar

Selain tekanan gas refrigeran akan naik selama langkah kompresi, temperatur-nyapun akan naik. Laju kenaikan temperatur tersebut tergantung dari jenis refrigeran yang dipergunakan. Untuk proses kompresi adiabatik, hubungan antara temperatur dan tekanan gas adalah sebagai berikut.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

di mana,

T = temperatur absolut gas ($^{\circ}\text{K}$)

sedangkan subskrip 1 dan 2, berturut-turut menyatakan kondisi pada awal kompresi dan akhir kompresi.

Dari persamaan tersebut di atas dapat disimpulkan bahwa makin tinggi harga konstanta adiabatik (k) dari gas refrigeran, makin tinggi pula kenaikan temperatur yang terjadi dari proses kompresi tersebut. Tabel tersebut di bawah ini menunjukkan konstanta adiabatik dari beberapa gas.

Jenis gas	k
Udara	1,4
Ammonia	1,3
Freon 22	1,2
Freon 12	1,136

Dalam kompresor sebenarnya, gas dikompresikan secara politropik sehingga hubungan antara temperatur dan tekanan pada awal kompresi dan pada akhir kompresi adalah

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

di mana, $1 < n < k$ (n kira-kira sama dengan k , dan $n = 1,128$ untuk kompresor ammonia). Oleh karena itu, maka dalam perhitungan praktisnya, proses kompresi dapat dianggap adiabatik.

5.7.11 Karakteristik Kompresor

(1) Efisiensi volumetrik.

Kapasitas kompresor tergantung pada volume langkah torak dan kecepatan putar porosnya. Tetapi, ada beberapa faktor yang perlu diperhatikan. Jumlah gas refrigeran yang terisap masuk selama langkah isap adalah sama dengan volume langkah toraknya, apabila kondisi gas yang terisap itu sama dengan kondisi gas sebelum masuk ke dalam silinder.

Dalam keadaan sebenarnya, berat gas refrigeran yang terisap masuk lebih kecil daripada keadaan yang ideal (teoritik).

Efisiensi volumetrik (η_v) menyatakan perbandingan antara berat gas refrigeran yang terisap masuk sebenarnya, terhadap berat gas refrigeran yang terisap masuk dalam keadaan ideal, atau

$$\eta_v = \frac{G'}{G}$$

di mana,

G = berat gas refrigeran yang terisap masuk dalam keadaan ideal (kg/jam)

G' = berat gas refrigeran yang terisap masuk dalam keadaan sebenarnya (kg/jam)

Efisiensi volumetrik lebih kecil daripada satu, karena beberapa faktor tersebut di bawah ini.

(a) *Pengaruh volume sisa*: Volume sisa adalah volume antara kepala torak dan kepala silinder, pada waktu torak berada di TMA. Gas refrigeran yang ada di dalam volume sisa pada akhir langkah kompresi, bertekanan tinggi (sama dengan tekanan buang) sehingga menghambat pengisapan gas pada awal langkah isap, yaitu pada waktu torak bergerak dari titik A ke titik B, seperti terlihat pada Gbr. 5.22. Jadi, baru setelah tekanan gas di dalam silinder turun mencapai tekanan yang sama dengan tekanan gas refrigeran pada seksi masuk kompresor (titik B pada Gbr. 5.22), gas refrigeran mulai terisap masuk ke dalam silinder.

Berdasarkan proses tersebut di atas, maka efisiensi volumetrik dapat pula didefinisikan sebagai

$$\eta_{vc} = \frac{V'}{V}$$

di mana,

V' = volume gas refrigeran yang terisap sebenarnya (m^3/jam)

V = volume langkah torak persatuan waktu (m^3/jam)

η_{vc} = efisiensi volumetrik berdasarkan pengembangan volume sisa

(b) *Pengaruh ekspansi gas yang terisap*: Volume spesifik dari gas refrigeran yang masuk ke dalam silinder naik dari v ke v' karena adanya efek trotel pada waktu gas masuk melalui katup isap, dan efek pemanasan dinding silinder yang bertemperatur tinggi.

Maka efisiensi volumetrik berdasarkan ekspansi volumetrik gas refrigeran dapat dinyatakan sebagai

$$\eta_{vs} = \frac{v}{v'}$$

di mana,

v = volume spesifik gas sebelum masuk ke dalam silinder, (m^3/kg)

v' = volume spesifik gas yang ada di dalam silinder pada akhir langkah isap (m^3/kg)

Karena,

$$G = \frac{V}{v} \quad \text{dan} \quad G' = \frac{V'}{v'}$$

maka

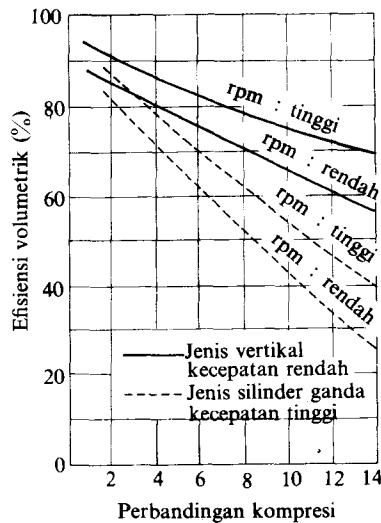
$$\eta_v = \frac{G'}{G} = \frac{v}{V} \times \frac{V'}{v'} = \frac{V'}{V} \times \frac{v}{v'} = \eta_{vc} \cdot \eta_{vs}$$

Besarnya efisiensi volumetrik pada kompresor yang sebenarnya, tergantung dari beberapa faktor tersebut di bawah ini.

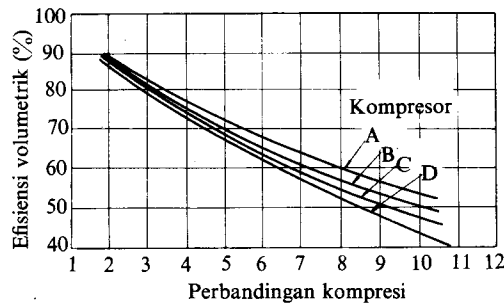
- 1) Makin besar volume sisa, makin rendah η_{vc}
- 2) Makin besar perbandingan kompresi, makin rendah η_{vc}
- 3) Makin kecil volume silinder, makin rendah η_{vc} .
Hal ini disebabkan karena luas permukaan silinder per volume silinder menjadi lebih besar, sehingga gas mudah menjadi panas.
- 4) Makin tinggi kecepatan putar, makin rendah η_{vc}

Gbr. 5.23 menunjukkan grafik efisiensi dari kompresor yang sebenarnya. Efisiensi volumetrik tergantung dari jenis refrigeran, volume langkah torak, konstruksi katup, pendinginan silinder, dan sebagainya.

Namun, apabila kompresor yang sama menggunakan refrigeran yang sama, efisiensi volumetrik tergantung pada perbandingan kompresi dan kecepatan putarnya (Lihat Gbr. 5.24).



Gbr. 5.23 Efisiensi volumetrik kompresor.



Kompresor	A	B	C	D
Diameter silinder, mm	100	100	70	70
Panjang langkah, mm	100	100	60	60
Kecepatan putar poros, rpm	900	1200	1200	1500

Gbr. 5.24 Perubahan efisiensi volumetrik sesuai dengan ukuran dan kecepatan putar Poros dari kompresor bersilinder banyak dan kecepatan putar tinggi.

(2) *Daya teoritik yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor*

Kerja yang dilakukan oleh kompresor dapat dihitung dengan menggunakan diagram Mollier. Dari diagram Mollier dapat diketahui entalpi gas pada seksi masuk dan keluar kompresor. Maka daya yang diberikan kompresor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan tersebut di bawah ini.

$$N = \frac{(i_d - i_s)}{860} \left(\frac{V}{v} \right) \text{ (kW)}$$

di mana,

N = daya yang diperlukan kompresor (kW)

V = volume gas yang dipindahkan kompresor (m^3/jam)

v = volume spesifik gas (m^3/kg)

$\frac{V}{v} = G$ = berat gas yang dikompresikan (kg/jam)

i = entalpi gas (kcal/kg)

sedang subskrip d dan s berturut-turut menyatakan kondisi gas pada seksi keluar dan masuk kompresor.

Jika daya tersebut di atas merupakan daya kompresi isentropik atau entropi konstan, maka daya motor listrik penggerak kompresor yang diperlukan adalah

$$N' = \frac{N}{\eta_c \cdot \eta_m}$$

di mana,

N' = daya motor penggerak kompresor (kW)

N = daya kompresor isentropik (kW)

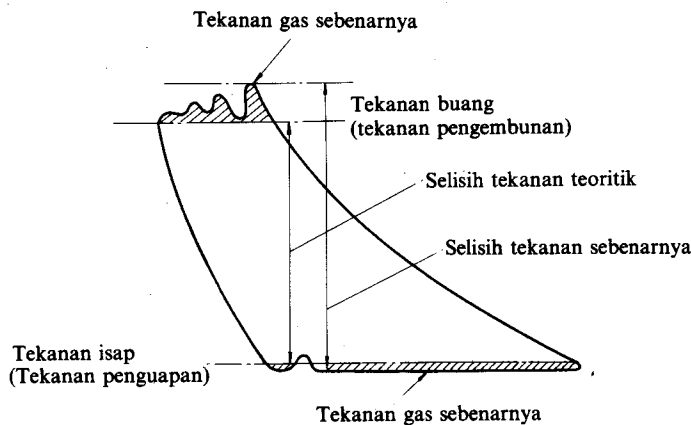
η_c = efisiensi kompresi

η_m = efisiensi mekanik

Namun, sebaiknya dipergunakan daya motor penggerak kompresor 10% lebih tinggi daripada N' , untuk mengatasi kenaikan beban karena terjadinya perubahan kondisi operasi, dan supaya dapat memberikan momen putar yang tinggi pada waktu start.

(3) Efisiensi kompresi

Gas yang ada di dalam kompresor, dikompresikan dan mengalami hambatan, terutama pada waktu melalui katup isap dan katup buang. Oleh karena itu, tekanan gas pada awal langkah kompresi sedikit lebih rendah daripada tekanan gas di dalam pipa isap. Selain itu, tekanan gas keluar kompresor sedikit lebih tinggi daripada tekanan gas di dalam pipa buang. Dengan demikian, daya yang sebenarnya diperlukan untuk melakukan proses kompresi lebih besar daripada jika proses kompresinya isentropik (Lihat Gbr. 5.25). Perbandingan antara kerja yang sebenarnya diperlukan untuk proses kompresi terhadap kerja kompresi teoritik (isentropik), dinamai efisiensi kompresi atau efisiensi indikator.



Gbr. 5.25 Siklus kompresi dalam keadaan sebenarnya.

Makin tinggi perbandingan kompresinya, makin rendah efisiensi kompresi (Lihat Gbr. 5.26). Efisiensi kompresi dapat dinyatakan dengan persamaan,

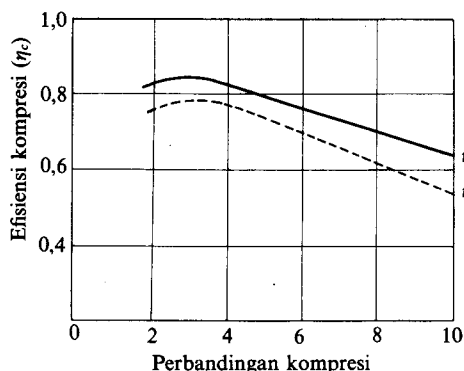
$$\text{Efisiensi kompresi} = \frac{\text{Daya kompresi teoritik}}{\text{Daya kompresi sebenarnya}}$$

Makin tinggi kecepatan putar kompresor, makin rendah efisiensi kompresi. Oleh karena itu, konstruksi katup harus disesuaikan dengan kondisi operasinya supaya dapat diperoleh efisiensi kompresi yang tinggi.

(4) Efisiensi mekanik

Pada kompresor terjadi gesekan antara bagian yang bergerak, misalnya antara torak dan dinding silinder, antara poros dan bantalan, dan sebagainya. Oleh karena itu, diperlukan daya tambahan untuk mengatasi gesekan tersebut di atas.

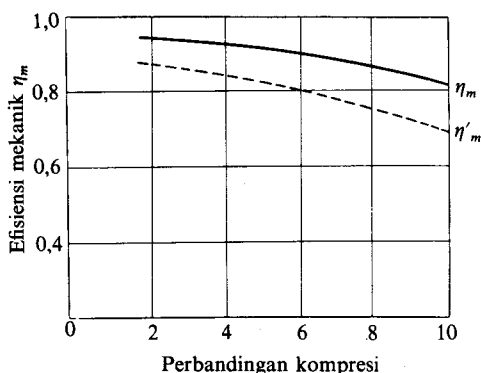
Maka efisiensi mekanik adalah perbandingan antara daya yang diperlukan untuk mengkompresikan gas dalam keadaan sebenarnya terhadap daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor.



Gbr. 5.26 Efisiensi kompresi dari kompresor.

$$\text{Efisiensi mekanik} = \frac{\text{Daya yang sebenarnya diperlukan untuk mengkompresikan gas (Daya indikator)}}{\text{Daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor (Daya poros)}}$$

Efisiensi mekanik tergantung terutama pada kelonggaran antara bagian-bagian yang bergerak, kecepatan dan tekanan bidang, dan sebagainya (Lihat Gbr. 5.27).

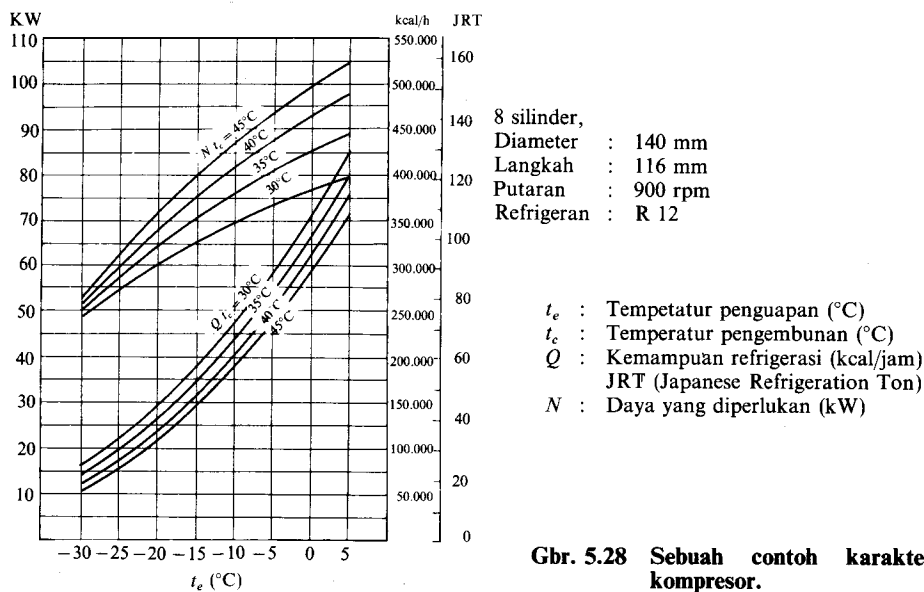


Gbr. 5.27 Efisiensi mekanik dari kompresor.

(5) Prestasi kompresor

Karakteristik kompresor diberikan oleh pabrik pembuatnya, sesuai dengan penelitian dan hasil pengujian yang telah dilakukan. Dari data yang diperoleh itu, dapat diperkirakan karakteristik dari kompresor lainnya yang sejenis, tetapi dengan jumlah silinder dan kecepatan putar yang beda.

Contoh (Lihat Gbr. 5.28): Tentukan kapasitas refrigerasi dan daya yang diperlukan untuk menggerakkan sebuah kompresor bersilinder 6 buah, berdiameter 140 mm dan panjang langkah torak 116 mm, pada kecepatan putar 800 rpm dan kondisi operasi yang sama dengan kompresor berikut ini. Sebuah kompresor bersilinder 8 buah dengan ukuran yang sama dengan kompresor di atas, dapat memberikan kapasitas refrigerasi 188.000 kcal/jam dan memerlukan daya poros 64,9 kW pada putaran 900 rpm, sedangkan diketahui temperatur kondensasi 30°C dan temperatur penguapan -15°C.



Gbr. 5.28 Sebuah contoh karakteristik kompresor.

Jawab :

$$\text{Kapasitas refrigerasi} = 188.000 \times \frac{6}{8} \times \frac{800}{900} = 125.000 \text{ (kcal/jam)}$$

$$\text{Daya yang diperlukan} = 64,9 \times \frac{6}{8} \times \frac{800}{900} = 43,3 \text{ (kW)}$$

5.8 Kondensor

5.8.1 Kalor Pengembunan dan Kemampuan Refrigerasi

Untuk mencairkan uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi (yang keluar dari kompresor), diperlukan usaha melepaskan kalor sebanyak kalor laten pengembunan, dengan cara mendinginkan uap refrigeran itu. Jumlah kalor yang dilepaskan oleh uap refrigeran kepada air pendingin atau udara pendingin, di dalam kondensor, sama dengan selisih entalpi uap refrigeran pada seksi masuk dan pada seksi keluar kondensor.

Jumlah kalor yang dilepaskan di dalam kondensor sama dengan jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran di dalam evaporator dan kalor yang ekuivalen dengan energi yang diperlukan untuk melakukan kerja kompresor dalam kompresor.

Maka untuk menghitung banyaknya kalor pengembunan, terlebih dahulu harus dihitung kapasitas refrigerasi (kcal/jam) dan daya kompresi (kW), berdasarkan temperatur penguapan dan temperatur pengembunan yang ditetapkan, dengan menggunakan data spesifikasi kompresor yang ada. Jadi,

kalor pengembunan (kcal/jam)

$$= (\text{kapasitas refrigerasi, kcal/jam}) - \left(\text{daya kompresor, kW} \times 860 \frac{\text{kcal/jam}}{\text{kW}} \right)$$

Pada waktu mesin refrigerasi mulai bekerja, temperatur benda yang harus didinginkan masih tinggi, sehingga temperatur penguapannya juga tinggi. Oleh karena itu, kalor pengembunannya juga bertambah besar. Dengan demikian, dalam perancangan kondensor, hal tersebut harus diperhitungkan juga.

Pada umumnya, mesin refrigerasi dengan temperatur penguapan yang tinggi, seperti terjadi pada penyegar udara, kalor pengembunannya kira-kira 1,2 sampai 1,3 kali kapasitas refrigerasi. Sedangkan dalam mesin refrigerasi, seperti mesin pembuat es, kalor pengembunan sebaiknya 1,3 sampai 1,6 kali kapasitas refrigerasi.

5.8.2 Jumlah Air Pendingin atau Udara Pendingin

Laju aliran air pendingin atau udara pendingin yang diperlukan untuk mengembunkan uap refrigeran yang keluar dari kompresor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan tersebut di bawah ini.

$$\begin{aligned} & \text{Jumlah air pendingin (liter/jam)} \\ & \quad \text{Kalor pengembunan (kcal/jam)} \\ & = \frac{1 \frac{\text{kcal}}{\text{liter}^\circ\text{C}} \times [\text{Temperatur air keluar } (^\circ\text{C}) - \text{Temperatur air masuk } (^\circ\text{C})]}{\text{Kcal pengembunan (kcal/jam)}} \end{aligned}$$

di mana kalor spesifik air pendingin dianggap sama dengan 1 kcal/kg dan berat jenisnya 1 kg/liter.

Sedangkan untuk kondensor dengan pendinginan udara,

$$\begin{aligned} & \text{Jumlah udara pendingin (m}^3\text{/jam)} \\ & \quad \text{Kalor pengembunan (kcal/jam)} \\ & = \frac{0,28 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3^\circ\text{C}} [\text{Temperatur udara pendingin keluar } (^\circ\text{C}) - \text{Temperatur udara pendingin masuk } (^\circ\text{C})]}{\text{Kcal pengembunan (kcal/jam)}} \end{aligned}$$

di mana kalor spesifik udara pendingin sama dengan 0,242 kcal/kg $^\circ\text{C}$, volume spesifik udara 0,87 m³/kg, sehingga kalor spesifik udara pendingin per m³ sama dengan 0,28 kcal/m³ $^\circ\text{C}$.

5.8.3 Perpindahan Kalor dalam Kondensor

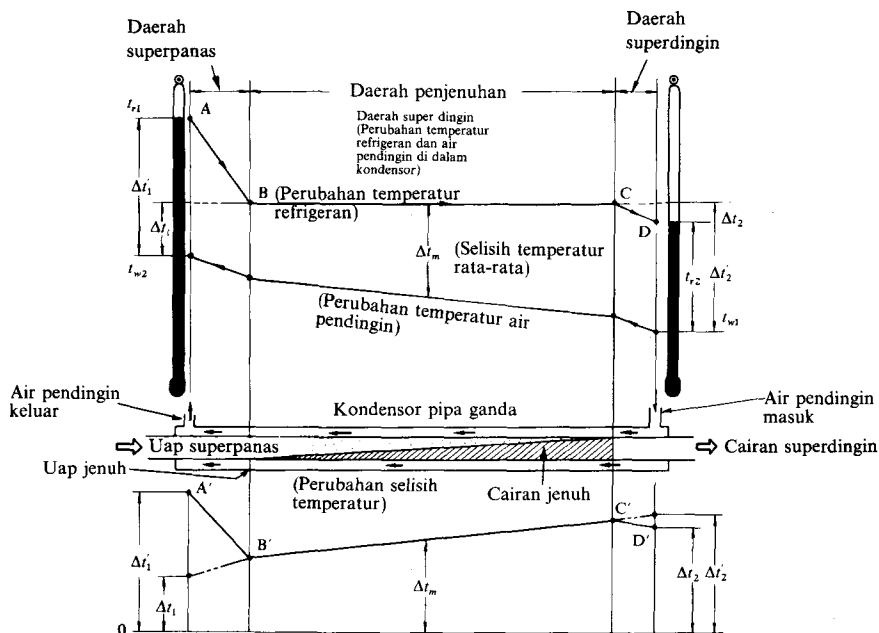
Luas bidang pendinginan yang diperlukan kondensor, untuk memenuhi kalor pengembunan yang dirancang, secara kasar dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini.

$$\begin{aligned} & \text{Luas bidang pendinginan dari kondensor (m}^2\text{)} \\ & = \frac{\text{Kalor pengembunan (kcal/jam)}}{\left[\text{Koefisien perpindahan kalor total (kcal/m}^2\text{jam}^\circ\text{C)} \right] \times \left[\text{Perbedaan temperatur rata-rata antara refrigeran dan fluida pendingin } (^\circ\text{C)} \right]} \end{aligned}$$

Perbedaan temperatur rata-rata dalam persamaan tersebut di atas biasanya dinyatakan dengan perbedaan temperatur logaritmik, yang akan diterangkan dalam pasal berikut ini.

5.8.4 Selisih Temperatur Rata-Rata dalam Kondensor

Refrigeran masuk ke dalam kondensor sebagai uap super panas dan keluar kondensor sebagai cair jenuh atau cairan super dingin. Gbr. 5.29 menunjukkan hubungan antara kedua kondisi tersebut di atas, sedangkan untuk mempermudah penjelasan tentang perubahan temperatur yang terjadi di dalamnya, dipergunakan kondensor pipa ganda.



Catatan.

1. Di dalam kondensor pipa ganda, biasanya refrigeran mengalir di dalam pipa luar, dan air pendingin, mengalir di dalam pipa dalam. Namun, pada gambar tidak ditunjukkan demikian untuk memudahkan penjelasannya.
2. Temperatur refrigeran pada seksi masuk (temperatur uap superpanas) lebih tinggi daripada temperatur jenuh. Selisih temperatur antara refrigeran masuk dan air pendingin keluar adalah Δt_1 , tetapi dalam praktek, dipergunakan temperatur jenuh untuk menggantikan temperatur refrigeran masuk, sehingga dipakai Δt_1 (bukan $\Delta t'_1$).
3. Refrigeran keluar kondensor kadang-kadang dalam kondisi superdingin. Selisih temperatur refrigeran superdingin dan temperatur air pendingin pada seksi masuk adalah Δt_2 . Namun, dalam prakteknya dianggap temperatur jenuh, sehingga dianggap sebagai Δt_2 .

Gbr. 5.29 Selisih temperatur refrigeran dan temperatur air pendingin di dalam kondensor.

Pada gambar tersebut ditunjukkan perubahan kondisi refrigeran dari uap super panas menjadi uap jenuh, pengembunan uap jenuh menjadi cair jenuh, dan pendinginan refrigeran cair jenuh menjadi superdingin, semuanya terjadi pada waktu refrigeran mengalir di dalam kondensor.

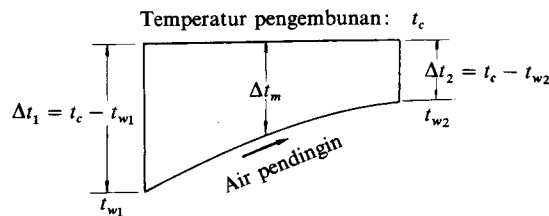
Sementara itu, air pendingin mengalir dalam arah berlawanan dengan aliran refrigeran, di mana temperatur air pendingin naik karena menyerap kalor pengembunan. Oleh karena itu, dalam menetapkan perbedaan temperatur antara refrigeran dan air pendingin di dalam kondensor, hendaknya diperhitungkan pendinginan refrigeran dalam daerah superpanas, daerah campuran dan daerah superdingin.

Apabila kita perhatikan jumlah perpindahan kalor dalam ketiga daerah tersebut di

atas, maka selama perubahan dari titik A ke titik B (dalam daerah superpanas) tersebut pada Gbr. 5.29, jumlah perpindahan kalor dari gas refrigeran ke air pendingin di dalam kondensor, adalah jauh lebih rendah jika dibandingkan dengan perpindahan kalor yang terjadi dari titik B ke titik C (dalam daerah campuran).

Selanjutnya, selama perubahan dari titik C ke titik D (dalam daerah superdingin), perpindahan kalor terjadi dari refrigeran cair ke air pendingin. Dalam hal tersebut laju perpindahan kalor yang terjadi adalah lebih besar daripada yang terjadi dari titik B ke titik C.

Dari penjelasan di atas, laju perpindahan kalor dan perbedaan temperatur antara refrigeran dan air pendingin dalam setiap daerah tersebut tidaklah sama. Namun, untuk mempermudah perhitungan perpindahan kalor di dalam kondensor, dipakailah harga rata-rata koefisien perpindahan kalor dan perbedaan temperatur rata-rata. Dengan kata lain, jika laju perpindahan kalor dapat dinyatakan sebagai $K \times$ perbedaan temperatur (Δt), maka tidak akan terlihat perbedaan yang besar antara perpindahan kalor yang terjadi dalam daerah superpanas dan daerah campuran.



Gbr. A.

Oleh karena itu, tidak akan banyak faedahnya menghitung perpindahan kalor di dalam kondensor, dengan cara menghitung perpindahan kalor yang terjadi dalam setiap daerah tersebut. Dalam hal ini, perhitungan dilakukan dengan anggapan ketiga daerah tersebut sebagai daerah campuran, selama proses pengembunan tersebut berlangsung. Selanjutnya, dengan menganggap bahwa seluruh permukaan bidang perpindahan kalor dari kondensor ada pada temperatur kondensasi, maka perbedaan temperatur rata-rata dapat dinyatakan dengan temperatur air pendingin pada seksi masuk dan seksi keluar kondensor. Perbedaan temperatur rata-rata tersebut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan

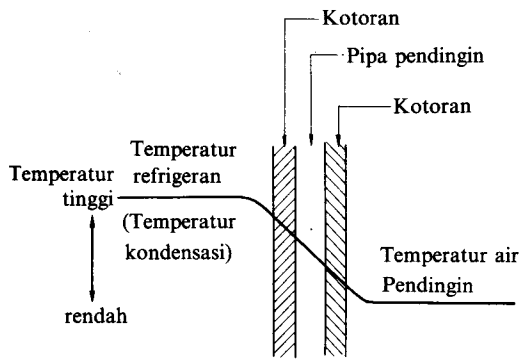
$$\Delta t_m = 0,43 \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\log_{10} \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

di mana Δt_m dinamai perbedaan temperatur rata-rata logaritmik.

5.8.5 Laju Perpindahan Kalor dalam Kondensor Pendinginan Air

Di dalam pipa kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap refrigeran ke air pendingin (Lihat Gbr. 5.30). Jumlah kalor yang dipindahkan melalui dinding pipa pendingin tergantung pada perbedaan temperatur, material pipa, laju aliran massa fluida kerja, dan sebagainya. Sedangkan kotoran dan kerak yang menempel pada pipa menghalangi proses perpindahan kalor.

Koefisien perpindahan kalor dinyatakan dalam $\text{kcal/m}^2\text{jam}^\circ\text{C}$, yaitu jumlah kalor



Gbr. 5.30 Perubahan temperatur pada bidang perpindahan kalor.

yang dipindahkan melalui permukaan pipa seluas 1 m^2 selama 1 jam, apabila perbedaan temperatur antara refrigeran dan air pendingin adalah 1°C .

(1) Koefisien perpindahan kalor

Koefisien perpindahan kalor ($\text{kcal/m}^2\text{jam}^\circ\text{C}$) dari pipa pendingin kondensor dapat dihitung dengan persamaan berikut ini. (Lihat persamaan 3.21).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{l_0}{\lambda_0} + \frac{l}{\lambda} + \frac{l_f}{\lambda_f} + \frac{1}{\alpha_w}}$$

di mana,

α_r = koefisien konduktivitas termal lapisan permukaan dinding pada sisi refrigeran, ($\text{kcal/m}^2\text{jam}^\circ\text{C}$)

α_w = koefisien konduktivitas termal lapisan permukaan dinding (pipa) pada sisi air pendingin ($\text{kcal/m}^2\text{jam}^\circ\text{C}$)

l, l_0, l_f = berturut-turut menyatakan tebal dinding pipa, tebal lapisan minyak pelumas, dan tebal kotoran pada pipa (m)

$\lambda, \lambda_0, \lambda_f$ = berturut-turut menyatakan koefisien konduktivitas termal dari dinding, lapisan minyak pelumas, dan kotoran pada pipa ($\text{kcal/m jam}^\circ\text{C}$)

(2) Faktor kotoran

Perpindahan kalor melalui dinding pipa pendingin dari kondensor dapat dihambat oleh kotoran yang mengendap pada dinding. Kotoran tersebut dapat disebabkan karena adanya minyak atau kotoran yang terdapat di dalam air pendingin.

Konduktivitas termal dari minyak kira-kira

$$\lambda_0 = 0,1-0,13 \text{ kcal/m jam}^\circ\text{C}$$

Konduktivitas termal dari kotoran kira-kira

$$\lambda_f = 0,3-1,0 \text{ kcal/m jam}^\circ\text{C}$$

Jadi, laju perpindahan kalor melalui minyak dan kotoran adalah relatif kecil. Tahanan termal dari kedua jenis kotoran tersebut, l_0/λ_0 dan l_f/λ_f , dinamai faktor kotoran.

Jenis air pendingin	Faktor kotoran $\frac{l_f}{\lambda_f}$ ($^{\circ}\text{C}/\text{kcal}$)
Air minum	0,0002
Air sumur	0,0002
Air laut	0,001
Air sungai berlumpur	0,0004
Air dari menara pendingin	0,0002
Minyak dalam uap refrigeran	0,0004
Minyak dalam refrigeran cair	0,0002

Contoh soal: Tentukan koefisien perpindahan kalor dari kondensor pendinginan air untuk ammonia dengan kondisi tersebut di bawah ini.

Tebal dinding pipa pendingin 3,0 mm, konduktivitas termal material pipa pendingin $40 \text{ kcal}/\text{m}\cdot\text{jam}^{\circ}\text{C}$; koefisien perpindahan kalor dari lapisan permukaan dinding pada sisi air pendingin dan pada sisi refrigeran, berturut-turut adalah $3.000 \text{ kcal}/\text{m}^2\cdot\text{jam}^{\circ}\text{C}$ dan $4000 \text{ kcal}/\text{m}^2\cdot\text{jam}^{\circ}\text{C}$.

Jenis kotoran	Tebal (mm)	Konduktivitas termal ($\text{kcal}/\text{m}\cdot\text{jam}^{\circ}\text{C}$)
Endapan	0,2	0,8
Lapisan minyak	0,01	0,12

Jawab:

- 1) Koefisien perpindahan kalor dari pipa pendingin, tanpa kotoran,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_r}} = \frac{1}{\frac{1}{3000} + \frac{0,003}{40} + \frac{1}{4000}} = \frac{12000}{7,9} = 1519 \text{ kcal}/\text{m}^2\cdot\text{jam}^{\circ}\text{C}$$

- 2) Koefisien perpindahan kalor dari pipa pendingin, dengan endapan kotoran dan lapisan minyak pada dinding pipa,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{3000} + \frac{0,0002}{0,8} + \frac{0,003}{40} + \frac{0,0001}{0,12} + \frac{1}{4000}} = \frac{12000}{11,9} = 1009 \text{ kcal}/\text{m}^2\cdot\text{jam}^{\circ}\text{C}$$

(3) Kecepatan aliran air pendingin

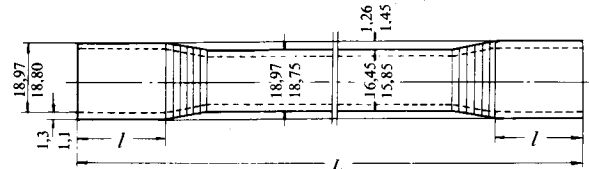
Makin tinggi kecepatan air pendingin, makin tinggi pula koefisien perpindahan kalor (α) sehingga koefisien perpindahan kalor total (K) juga bertambah besar. Namun apabila kecepatan air pendingin terlalu besar, gesekan (tahanan) yang terjadi antara air dan dinding pipa menjadi bertambah besar pula. Oleh karena itu, kecepatan aliran air pendingin harus dibatasi, biasanya 1,5 sampai 2,5 m/detik.

(4) Jenis refrigeran dan koefisien perpindahan kalor

Jika dibandingkan dengan ammonia, Freon memiliki koefisien perpindahan kalor permukaan (α) yang rendah. Oleh karena itu, dengan kecepatan aliran yang sama, laju perpindahan kalor dari kondensor Freon lebih rendah daripada kondensor ammonia.

Oleh karena itu, pada kondensor Freon, kecepatan aliran air pendingin di dalam kondensor dibuat lebih tinggi untuk memperoleh koefisien perpindahan kalor permukaan (α_w , kcal/m²jam°C) pada sisi air pendingin yang lebih besar. Dengan demikian dapat diperoleh laju perpindahan kalor yang lebih besar. Di samping itu, pipa pendingin kondensor Freon dilengkapi dengan sirip-sirip yang dipasang pada sisi refrigeran. Sirip-sirip tersebut memperbesar luas bidang perpindahan kalor dan memperkecil tahanan konduktivitas termal ($1/\alpha_r$), sehingga dapat memperbesar laju perpindahan kalor.

Gbr. 5.31 menunjukkan sebuah konstruksi pipa pendingin bersirip pendek dengan 19 sirip per inch (1 inch = 25,4 mm). Dalam hal tersebut, perbandingan luas permukaan bidang perpindahan kalor sisi luar terhadap sisi dalam adalah 3,5:1.



Sirip	Diameter luar	18,75 ± 0,25 (mm)
	Diameter pipa	15,85 ± 0,25 (mm)
	Jumlah sirip /25,4 mm	19
Luas	Luas permukaan luar	0,151 m ² /m
	Luas permukaan dalam	0,043 m ² /m
	Perbandingan luas permukaan luar terhadap luas permukaan dalam	3,5
	Material	Pipa tembaga, pipa cupro-nickel

Gbr. 5.31 Pipa bersirip pendek.

(5) Kerugian tekanan

Gesekan antara dinding pipa dan air pendingin yang mengalir di dalamnya, akan menyebabkan kerugian tekanan air pendingin. Kerugian tekanan air pendingin dalam kondensor pendinginan air tergantung dari jumlah dan kecepatannya. Seperti telah dijelaskan di atas, untuk memperoleh kondensor dengan laju perpindahan kalor yang tinggi maka kecepatan aliran fluida pendinginnya harus dinaikkan. Tetapi, kerugian tekanannya akan bertambah besar sehingga diperlukan pompa air pendingin tekanan tinggi. Maka mungkin saja efisiensi mesin refrigerasi akan turun karena daya yang diperlukan untuk menggerakkan pompa semakin besar.

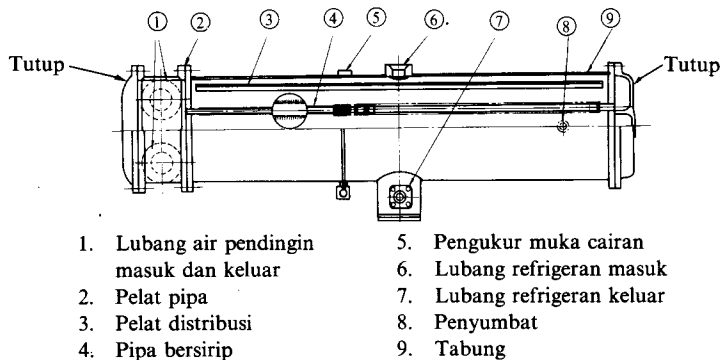
Dalam kondensor untuk Freon, kecepatan aliran Freon haruslah lebih tinggi daripada jika dipergunakan ammonia, supaya dapat diperoleh laju perpindahan kalor yang lebih tinggi. Batas kecepatan aliran yang diperbolehkan kira-kira 2,7 m/detik.

Dalam ruangan air pendingin dari sebuah kondensor biasanya dipasang sekat-sekat untuk mengarahkan dan mendistribusikan aliran air pendingin. Dengan cara demikian, kecepatan alirannya juga dapat diatur sesuai dengan jumlah dan cara penempatan sekat-sekat tersebut.

5.8.6 Kondensor Tabung dan Pipa Horizontal

Kondensor tabung dan pipa banyak dipergunakan pada unit kondensor berukuran kecil sampai besar, unit pendingin air dan penyegar udara paket baik untuk ammonia maupun untuk Freon.

Seperti terlihat dalam Gbr. 5.32, di dalam kondensor tabung dan pipa terdapat banyak pipa pendingin, di mana air pendingin mengalir di dalam pipa-pipa tersebut. Ujung dan pangkal pipa pendingin terikat pada pelat-pipa, sedangkan di antara pelat-pipa dan tutup tabung dipasang sekat-sekat, untuk membagi aliran air yang melewati pipa-pipa tersebut tetapi juga untuk mengatur agar kecepatannya cukup tinggi (1,5 sampai 2 m/detik).



Gbr. 5.32 Kondensor tabung dan pipa bersirip horizontal untuk Freon.

Air pendingin masuk kondensor dari bagian bawah, kemudian masuk ke dalam pipa-pipa pendingin dan keluar pada bagian atas. Jumlah saluran air pendingin yang terbentuk oleh sekat-sekat itu dinamai jumlah saluran. Jumlah saluran maksimum yang biasa dipergunakan adalah 12. Tahanan aliran air pendingin di dalam pipa bertambah besar dengan bertambah banyaknya jumlah saluran.

Pipa pendingin ammonia biasanya terbuat dari baja (dan pelat-pipa baja). Sedangkan untuk Freon, biasanya dipergunakan pipa tembaga (dan pelat baja). Jika dikhawatirkan adanya ketahanan terhadap korosi, sebaiknya dipergunakan pipa kuningan (*brass*) atau pipa cupro-nickel (dan pelat pipa kuningan).

Untuk memungkinkan pembuatan kondensor yang kecil dan ringan, maka dipergunakan pipa pendingin bersirip pada sisi refrigeran. Hal tersebut terakhir dibuat untuk memperbesar luas bidang perpindahan kalor per satuan panjang pipa pendingin. Konduktivitas termal permukaan bidang pada sisi air pendingin lebih rendah daripada permukaan bidang pada sisi refrigeran. Oleh karena itu sirip dipasang pada permukaan bidang pada sisi refrigeran, supaya permukaan bidang tersebut bertambah besar.

Jadi, kapasitas internal dari kondensor relatif kecil ditinjau dari segi perbandingan luas bidang perpindahan kalornya. Selanjutnya, jika kondensor sudah terisi dengan refrigeran cair dan permukaan cairan refrigeran naik sehingga menutupi sebagian dari pipa pendingin, maka luas bidang perpindahan kalor yang efektifpun akan berkurang. Akibatnya, tekanan pengembunannya akan naik. Oleh karena kondensor tabung dan pipa dapat menampung refrigeran cair maka jenis kondensor ini sering dipergunakan juga sebagai penyimpan cairan refrigeran.

Setelah dipergunakan dalam jangka waktu cukup lama, permukaan pipa pendingin pada sisi air pendingin akan tertutup oleh kotoran, sehingga konduktivitas termalnya

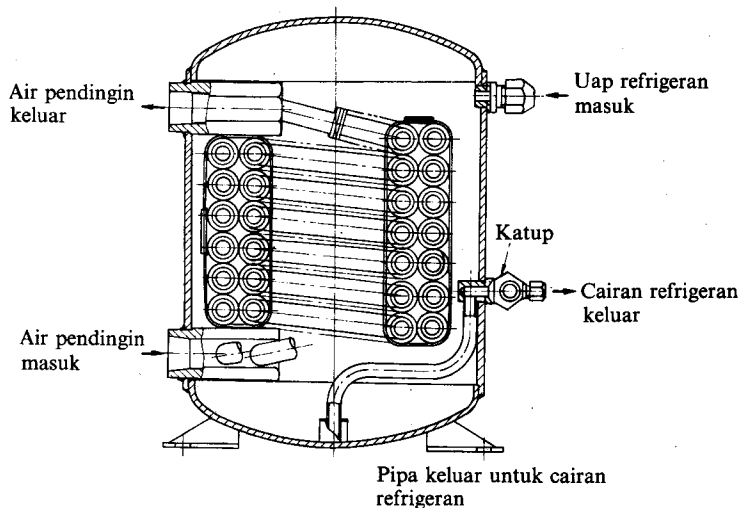
akan menurun dan kemampuan pengembunannya akan berkurang. Oleh karena itu, pipa pendingin harus dibersihkan secara periodik, tergantung pada kualitas air pendingin yang dipergunakan, yaitu dengan cara membuka kedua tutup tabung kondensor.

Ciri-ciri kondensor tabung dan pipa adalah sebagai berikut:

- 1) Dapat dibuat dengan pipa pendingin bersirip, sehingga relatif berukuran kecil dan ringan.
- 2) Pipa air dapat dibuat lebih mudah.
- 3) Bentuknya sederhana (horisontal) dan mudah pemasangannya.
- 4) Pipa pendingin mudah dibersihkan.

5.8.7 Kondensor Tabung dan Koil

Kondensor tabung dan koil banyak dipergunakan pada unit dengan Freon sebagai refrigeran berkapasitas relatif kecil, misalnya pada penyegar udara jenis paket, pendingin air dan sebagainya. Pada Gbr. 5.33 digambarkan kondensor tabung dan koil dengan koil pipa pendingin di dalam tabung yang dipasang pada posisi vertikal. Koil pipa pendingin tersebut biasanya dibuat dari tembaga, tanpa sirip atau dengan sirip (*aerofin tube*). Pipa tersebut mudah dibuat dan murah harganya.



Gbr. 5.33 Kondensor tabung dan koil.

Pada kondensor tabung dan koil, air mengalir di dalam koil pipa pendingin. Endapan dan kerak yang terbentuk di dalam pipa harus dibersihkan dengan mempergunakan zat kimia (deterjen).

Ciri-ciri kondensor tabung dan koil adalah sebagai berikut:

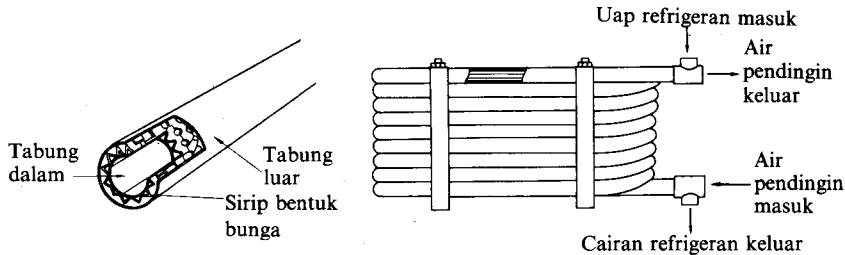
- 1) Harganya murah karena mudah pembuatannya.
- 2) Kompak karena posisinya yang vertikal dan mudah pemasangannya.
- 3) Boleh dikatakan tidak mungkin mengganti pipa pendingin, sedangkan pemberisihannya harus dilakukan dengan menggunakan deterjen.

5.8.8 Kondensor Jenis Pipa Ganda

Kondensor jenis pipa ganda merupakan susunan dari dua pipa koaksial, di mana refrigeran mengalir melalui saluran yang terbentuk antara pipa-dalam dan pipa-luar, dari

atas ke bawah. Sedangkan air pendingin mengalir di dalam pipa-dalam dalam arah berlawanan dengan arah aliran refrigeran; jadi, dari bawah ke atas.

Pada mesin refrigerasi berkapasitas rendah, dengan Freon sebagai refrigeran, dipergunakan pipa-dalam dan pipa-luar terbuat dari tembaga. Gbr. 5.34 menunjukkan kondensor jenis pipa ganda, dalam bentuk koil. Pipa-dalam dapat dibuat bersirip atau tanpa sirip.



Gbr. 5.34 Kondensor koil pipa ganda.

Kecepatan aliran di dalam pipa pendingin kira-kira antara 1 sampai 2 m/detik. Sedangkan perbedaan antara temperatur air pendingin keluar dan masuk pipa pendingin (kenaikan temperatur air pendingin di dalam kondensor) kira-kira 8 sampai 10°C. Laju perpindahan kalornya relatif besar.

Ciri-ciri kondensor jenis pipa ganda adalah sebagai berikut:

- 1) Konstruksi sederhana dengan harga yang memadai.
- 2) Dapat mencapai kondisi superdingin karena arah aliran refrigeran dan air pendingin yang berlawanan.
- 3) Penggunaan air pendingin relatif kecil.
- 4) Kesulitan dalam membersihkan pipa; harus dipergunakan deterjen.
- 5) Pemeriksaan terhadap korosi dan kerusakan pipa tidak mungkin dilaksanakan. penggantian pipa juga sukar dilaksanakan.

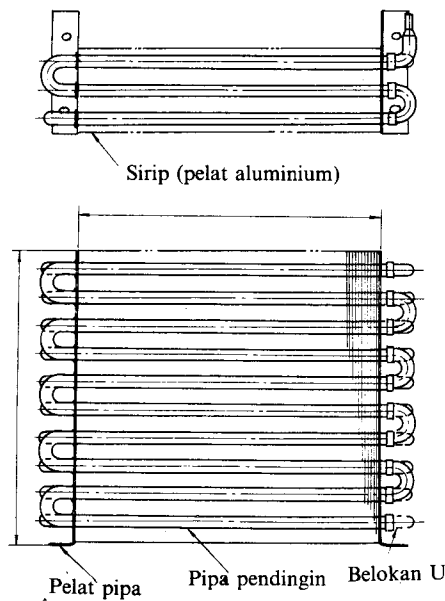
5.8.9 Kondensor Pendinginan Udara

Seperti terlihat pada Gbr. 5.35, kondensor pendinginan udara terdiri dari koil pipa pendingin bersirip pelat (pipa tembaga dengan sirip aluminium, atau pipa tembaga dengan sirip tembaga). Udara mengalir dengan arah tegak lurus pada bidang pendingin. Gas refrigeran yang bertemperatur tinggi masuk ke bagian atas dari koil dan secara berangsur-angsur mencair dalam alirannya ke bagian bawah koil.

Jarak antar sirip dari pipa pendingin adalah 20 sampai 35 mm. Diameter-luar dari pipa pendingin yang biasa dipergunakan adalah 15,9 mm dan tebalnya 0,6–1,2 mm (0,5 mm untuk pipa kecil). Udara pendingin mengalir melalui bidang pendingin dengan kecepatan kira-kira 2,5 m/detik. Luas bidang pendinginan yang diperlukan per ton refrigerasi adalah kira-kira 12 sampai 15 m². Temperatur pengembunan refrigeran kira-kira 15 sampai 20°C lebih tinggi dari temperatur udara atmosfer. Pada waktu musim panas temperatur pengembunan tersebut kira-kira 50 sampai 55°C.

Ciri-ciri kondensor pendinginan udara adalah sebagai berikut:

- 1) Tidak memerlukan pipa air pendingin, pompa air dan penampung air, karena tidak menggunakan air.
- 2) Dapat dipasang di mana saja, asal terdapat udara bebas.
- 3) Tidak mudah terjadi korosi karena permukaan koil yang kering.



Gbr. 5.35 Kondensor pendinginan udara koil bersirip pelat.

- 4) Memerlukan pipa refrigeran tekanan tinggi yang panjang karena kondensor biasanya diletakkan di luar rumah.
- 5) Pada musim dingin, tekanan pengembunan perlu dikontrol untuk mengatasi gangguan yang dapat terjadi karena turunnya tekanan pengembunan yang terlalu besar, yang disebabkan oleh temperatur udara atmosfer yang rendah.

Tabel 5.10 menunjukkan perbandingan antara beberapa kondensor tersebut di atas.

5.9 Evaporator

5.9.1 Beberapa Macam Evaporator

Evaporator adalah penukar kalor yang memegang peranan yang paling penting di dalam siklus refrigerasi, yaitu mendinginkan media sekitarnya.

Ada beberapa macam evaporator, sesuai dengan tujuan penggunaannya bentuknya pun dapat berbeda-beda. Hal tersebut disebabkan karena media yang hendak didinginkan dapat berupa gas, cairan atau zat padat. Maka evaporator dapat dibagi dalam beberapa golongan, sesuai dengan keadaan refrigeran yang ada di dalamnya, yaitu: jenis ekspansi kering, jenis setengah basah, jenis basah, dan sistem pompa cairan.

(1) Jenis ekspansi kering

Dalam jenis ekspansi kering, cairan refrigeran yang diexpandasikan melalui katup ekspansi, pada waktu masuk ke dalam evaporator sudah dalam keadaan campuran cair dan uap, sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan uap kering.

Oleh karena sebagian besar dari evaporator terisi oleh uap refrigeran, maka perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar, jika dibandingkan dengan keadaan di mana evaporator terisi oleh refrigeran cair. Akan tetapi, evaporator jenis ekspansi kering tidak memerlukan refrigeran dalam jumlah yang besar. Di samping itu, jumlah minyak pelumas yang tertinggal di dalam evaporator sangat kecil.

Tabel 5.10 Perbandingan beberapa kondensor.

Jenis		Kondensor tabung dan pipa horisontal	Kondensor tabung dan koil vertikal	Kondensor pipa ganda	Kondensor penguapan	Kondensor pendingin udara
Penggunaan		Untuk mesin refrigerasi ukuran kecil sampai besar, yang menggunakan bermacam-macam refrigeran seperti Freon, ammonia, dan yang lain	Untuk unit refrigerasi (dengan Freon) berukuran kecil dan sedang	Unit refrigerasi Freon berukuran kecil dan sedang	Terutama untuk mesin refrigerasi ammonia	Untuk unit refrigerasi Freon berukuran kecil dan sedang
Kapasitas		Lebih dari 0,5 TR sampai kira-kira 5000 TR	1-50 TR	1-50 TR	10-100 TR	0,5-50 TR
Sebaiknya digunakan		Untuk keperluan apa saja, misalnya air sumur, air sungai, air laut, menara pendingin	Air pendingin berkualitas baik atau air menara pendingin	Air pendingin berkualitas baik atau air menara pendingin	Di tempat yang tak dapat menyediakan air pendingin cukup banyak. Biasanya dipasang di luar	Di tempat yang tak dapat menyediakan air pendingin cukup banyak atau apabila tidak ada menara pendingin. Biasanya dipasang di luar
Besaran standar untuk perancangan	Koefisien perpindahan kalor ($\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$)	600-900	500-900	900	300 (pipa besar)	20
	Bidang pendinginan (m^2/TR)	0,7-0,9	0,8-1,0	0,8-1,0	2,2	12-15
	Jumlah air pendingin (l/min TR)	12	12	10-12	Volume udara pendingin 8-13 $\text{m}^3/\text{min TR}$	Volume udara pendingin 35-45 $\text{m}^3/\text{min TR}$. Kecepatan udara 2-2,5 m/sec
Ciri-ciri yang khas		Keuntungan Perpindahan kalor baik Ukuran kecil dan ringan Luas bidang tanah kecil Jumlah air sedikit	Ukuran kecil dan ringan Jumlah air sedikit Harga cukup	Konstruksi sederhana dan harga sedang Derajat superpendingin tinggi dengan mengalirkan refrigerasi berlawanan dengan arah air pendingin Dapat bekerja pada tekanan tinggi Jumlah air pendingin tidak banyak	Jumlah air tambahan 1,5-3% dari jumlah air pendingin Temperatur pengembunan lebih rendah daripada temperatur yang diperoleh dengan menara pendingin Dapat dipasang di luar	Tak perlu air pendingin, pipa air pendingin dan saluran atau lubang pembuangan Dapat dipasang di luar Pipa pendingin tidak dikenai korosi
Ciri-ciri yang khas		Kerugian Harus dicegah pembebanan melebihi batas Tahanan aliran air agak tinggi Pipa pendingin tak dapat dibersihkan pada waktu sedang bekerja	Untuk membersihkan diperlukan deterjen. Pembersihannya sukar. Pipa pendingin tak dapat diganti	Diperlukan diterjen untuk membersihkan Pemeriksaan korosi dalam pipa pendingin sukar Pipa pendingin tidak dapat diganti	Koefisien perpindahan kalor lebih rendah daripada jenis dengan pendinginan air Diperlukan daya untuk menjalankan kipas udara dan pompa air Pembersihan dan perawatannya sukar. Pipa pendingin mudah terkena korosi Pipa untuk refrigeran harus dipasang	Temperatur pengembunan tinggi Berukuran besar Pipa untuk refrigeran harus dipasang Tekanan pengembunan harus diperiksa dan diawasi jika dipakai dalam musim dingin

Jumlah refrigeran yang masuk ke dalam evaporator dapat diatur oleh katup ekspansi demikian rupa sehingga semua refrigeran meninggalkan evaporator dalam bentuk uap jenuh, dan bahkan dalam keadaan superpanas.

(2) Evaporator jenis setengah-basah

Evaporator jenis setengah basah adalah evaporator dengan kondisi refrigeran di antara evaporator jenis ekspansi kering dan evaporator jenis basah. Dalam evaporator jenis ini, selalu terdapat refrigeran cair dalam pipa penguapnya. Oleh karena itu, laju perpindahan kalor dalam evaporator jenis setengah basah lebih tinggi daripada yang dapat diperoleh pada jenis ekspansi kering, tetapi lebih rendah daripada yang diperoleh pada jenis basah.

Pada jenis ekspansi kering, refrigeran masuk dari bagian atas dari koil; sedangkan pada evaporator jenis setengah basah, refrigeran dimasukkan dari bagian bawah koil evaporator.

(3) Evaporator jenis basah

Dalam evaporator jenis basah, sebagian besar dari evaporator terisi oleh cairan refrigeran. Proses penguapannya terjadi seperti pada ketel uap. Gelembung refrigeran yang terjadi karena pemanasan akan naik, pecah pada permukaan cairan atau terlepas dari permukaannya. Sebagian refrigeran kemudian masuk ke dalam akumulator yang memisahkan uap dari cairan. Maka refrigeran yang ada dalam bentuk uap sajalah yang masuk ke dalam kompresor. Bagian refrigeran cair yang dipisahkan di dalam akumulator akan masuk kembali ke dalam evaporator, bersama-sama dengan refrigeran (cair) yang berasal dari kondensor.

Jadi, tabung evaporator terisi oleh cairan refrigeran. Cairan refrigeran menyerap kalor dari fluida yang hendak didinginkan (air larutan garam, dsb.), yang mengalir di dalam pipa. Uap refrigeran yang terjadi dikumpulkan di bagian atas dari evaporator sebelum masuk ke kompresor.

Tinggi permukaan cairan refrigeran yang ada di dalam evaporator diatur oleh katup pelampung; biasanya sedikit lebih tinggi dari setengah tinggi tabung. Jumlah refrigeran yang dimasukkan ke dalam tabung evaporator disesuaikan dengan beban pendinginan yang harus dilayani.

5.9.2 Perpindahan Kalor di dalam Evaporator**(1) Kapasitas pendinginan dari evaporator**

Jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran dari benda atau fluida yang hendak didinginkan, dapat dituliskan sebagai

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t_m \quad \text{atau} \quad A = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_m}$$

di mana,

Q = jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran dalam evaporator (kapasitas pendinginan dari evaporator) (kcal/jam)

K = koefisien perpindahan kalor (kcal/m²jam°C)

A = luas bidang perpindahan kalor (m²)

Δt_m = perbedaan temperatur rata-rata (°C)

(2) Koefisien perpindahan kalor

Untuk temperatur penguapan refrigeran, temperatur benda atau fluida yang akan didinginkan pada seksi masuk dan seksi keluar evaporator, dan laju aliran yang sama, maka kemampuan evaporator dinyatakan dengan laju perpindahan kalor yang dapat terjadi di dalam evaporator tersebut.

Hal itu berarti, makin besar koefisien perpindahan kalornya makin kecil luas bidang pendingin yang diperlukan. Salah satu faktor yang menentukan besarnya koefisien perpindahan kalor, adalah kecepatan aliran fluida atau benda yang hendak didinginkan. Di samping itu, makin besar jumlah benda (yang hendak didinginkan) menempel atau dekat pada bidang pendingin, makin besar koefisien perpindahan kalornya.

Namun, dengan naiknya kecepatan aliran dari zat yang hendak didinginkan, makin tinggi tahanan alirannya. Oleh karena itu, ada batas kecepatan yang dapat memberikan koefisien perpindahan kalor yang optimal.

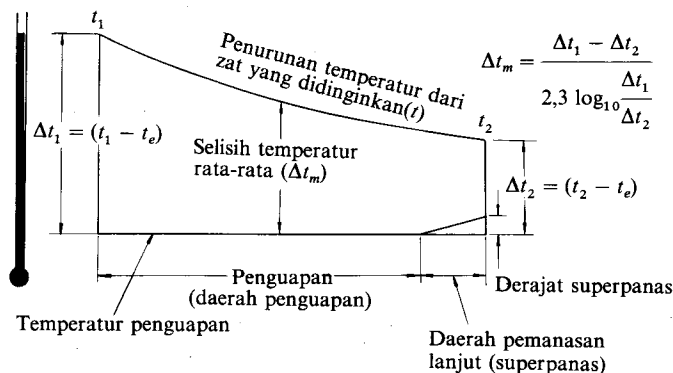
(3) Perbedaan temperatur rata-rata

Di dalam evaporator, banyaknya perpindahan kalor dihitung berdasarkan per-

bedaan temperatur rata-rata logaritmik. Hal tersebut dilukiskan pada Gbr. 5.36. Makin besar perbedaan temperatur rata-rata, makin kecil ukuran penukar kalor (luas bidang perpindahan kalor) yang bersangkutan.

Namun, dalam hal tersebut di atas, temperatur penguapannya menjadi lebih rendah, sehingga kemampuan kompresor akan berkurang dan kerugian biaya operasinya makin besar.

Oleh karena itu, perbedaan temperatur rata-rata ditetapkan dengan memperhatikan pertimbangan faktor ukuran penukar kalor dan kemampuan kompresor, jenis evaporator, temperatur pendingin, dan sebagainya. Biasanya, perbedaan temperatur rata-rata ditetapkan antara 6 sampai 10°C.



Gbr. 5.36 Selisih temperatur rata-rata.

(4) Faktor kotoran

Ada tiga macam faktor kotoran, yaitu faktor kotoran yang disebabkan karena pengotoran permukaan pipa pada sisi zat yang hendak didinginkan, adanya lapisan minyak pelumas pada permukaan pipa pada sisi refrigeran, dan pengotoran karena adanya pembekuan air.

(5) Bidang perpindahan kalor dari pipa pendingin

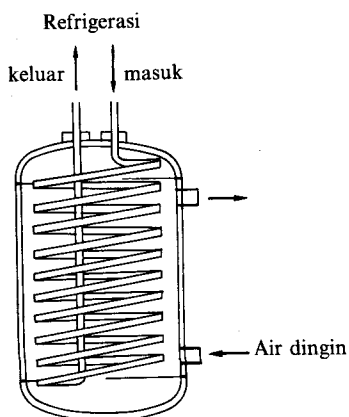
Perpindahan kalor pada pipa pendingin sangat tergantung dari jenis zat yang akan didinginkan, yang berkontak atau menyentuh pada pipa pendingin, dan tingkat keadaan refrigeran. Jadi, pada temperatur yang sama, perpindahan kalor kepada cairan dapat mencapai 2 sampai 4 kali lebih besar daripada gas. Oleh karena itu, laju perpindahan kalor pada evaporator jenis ekspansi kering lebih kecil daripada evaporator jenis basah sehingga dengan evaporator jenis basah dapat diperoleh ukuran evaporator yang lebih kecil.

5.9.3 Beberapa Macam Konstruksi Evaporator

(1) Evaporator tabung dan koil

Seperti terlihat pada Gbr. 5.37, pada evaporator tabung dan koil terdapat koil pipa tunggal atau koil pipa ganda di dalam sebuah silinder. Refrigeran mengalir di dalam koil pipa untuk mendinginkan air atau larutan garam yang ada di bagian luar koil.

Evaporator tabung dan koil dapat dibuat dengan mudah, sebab tidak memerlukan pelat pipa untuk memasang ujung dan pangkal pipa, seperti yang terdapat pada kondensor tabung dan pipa.

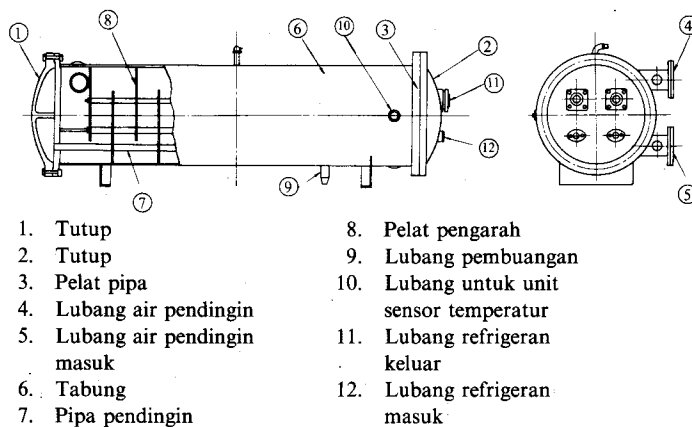


Gbr. 5.37 Evaporator tabung dan koil.

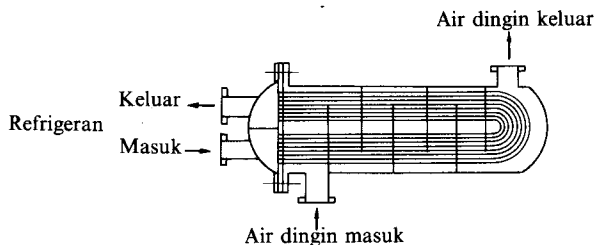
Namun, evaporator jenis ini hanya dipakai pada mesin refrigerasi yang kecil, karena laju perpindahan kalornya sangat rendah.

(2) Evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering

Evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering menggunakan banyak pipa yang dipasang di dalam tabung. Refrigeran mengalir di dalam pipa, sedangkan cairan yang hendak didinginkan mengalir melalui bagian luar pipa refrigeran, yaitu di dalam tabung, seperti terlihat pada Gbr. 5.38 & 5.39.



Gbr. 5.38 Evaporator tabung dan pipa jenis kering (menggunakan pipa bersirip pada bagian dalam).



Gbr. 5.39 Evaporator tabung dan pipa (menggunakan pipa U).

Di dalam silinder, dipasang pelat sekat yang berfungsi menunjang pipa refrigeran dan mengarahkan aliran cairan yang hendak didinginkan, sehingga dapat mengalir tegak lurus pada pipa dengan kecepatan yang lebih tinggi. Dengan demikian, laju perpindahan kalornya makin baik karena kontak antara cairan yang hendak didinginkan dan pipa refrigeran dapat dibuat lebih baik.

Sedangkan refrigeran mengalir melalui 2 atau 4 saluran yang dibentuk dengan cara memasang sekat-sekat di dalam ruangan tutup belakang dan tutup depan dari evaporator. Di dalam evaporator refrigeran menguap sempurna dan selanjutnya mengalir ke dalam kompresor.

Pemasukan refrigeran ke dalam evaporator diatur oleh katup ekspansi otomatis termostatik, sehingga derajat super panas dari uap refrigeran keluar evaporator dapat dibuat konstan.

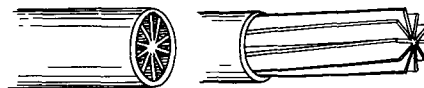
Ciri-ciri dari evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering adalah sebagai berikut :

- 1) Jumlah refrigeran yang diperlukan tidak banyak
- 2) Pemasukan refrigeran dapat diatur dengan mudah dan cepat dengan menggunakan katup ekspansi otomatis termostatik, sesuai dengan perubahan beban yang terjadi.



Diameter luar (mm)	Diameter dalam (mm)	Luas permukaan dalam (mm^2/mm)	Perbandingan luas permukaan dalam terhadap luas permukaan luar	Luas penampang aliran (mm^2)
19	0,8	13,5	2,2	182
16	0,8	112	2,2	117

Catatan: Koefisien perpindahan kalornya kira-kira 1,6 kali koefisien perpindahan kalor dari pipa tanpa sirip



Diameter luar (mm)	Diameter dalam (mm)	Luas permukaan dalam (mm^2/mm)	Perbandingan luas permukaan dalam terhadap luas permukaan luar	Luas penampang aliran (mm^2)
19	1,0	167	2,8	140
16	0,8	137	2,7	107

Catatan: Koefisien perpindahan kalornya kira-kira 1,8 kali koefisien perpindahan kalor dari pipa tanpa sirip

Gbr. 5.40 Pipa bersirip pada permukaan dalam.

- 3) Minyak pelumas dapat kembali ke kompresor dengan cepat, karena refrigeran mengalir di dalam pipa dengan kecepatan tinggi (Refrigeran tidak ada yang tertinggal di dalam evaporator)
- 4) Tahanan aliran pada air pendingin kecil
- 5) Pipa refrigeran jarang rusak, karena pembekuan air, jika ada, terjadi pada permukaan luar dari pipa refrigeran.

Kelemahan dari evaporator tabung dan pipa jenis ekspansi kering dibandingkan dengan evaporator jenis basah adalah karena kecepatan aliran air pendingin yang lebih rendah. Di samping itu, laju perpindahan kalornya lebih rendah karena refrigeran yang mengalir di dalam pipa ada dalam fasa uap. Kelemahan tersebut dapat diatasi dengan cara memasang sirip pada bagian dalam dari pipa refrigeran, seperti terlihat pada Gbr. 5.40 & Tabel 5.11.

Tabel 5.11 Koefisien perpindahan kalor dari evaporator jenis tabung dan pipa kering.

Kecepatan aliran air (m/detik)	Koefisien perpindahan kalor (kcal/m ² jam°C)	
	R12	R22
0,4	420	465
0,6	490	530
0,8	540	590
1,0	580	630

Catatan: Koefisien perpindahan kalor termasuk faktor kotoran.

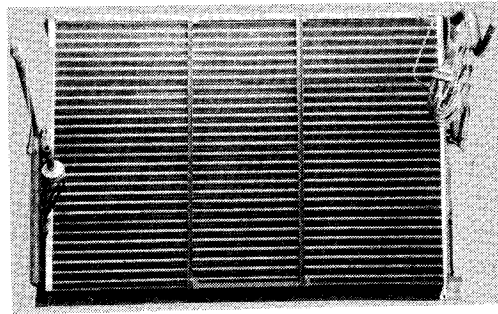
(3) Koil dengan pendinginan udara

Koil dengan pendinginan udara, seperti yang dipakai untuk mendinginkan udara pada penyegar udara, terdiri dari koil pipa bersirip pada bagian luarnya. Ada dua macam koil dengan pendinginan udara, yaitu jenis ekspansi langsung dan ekspansi tak langsung.

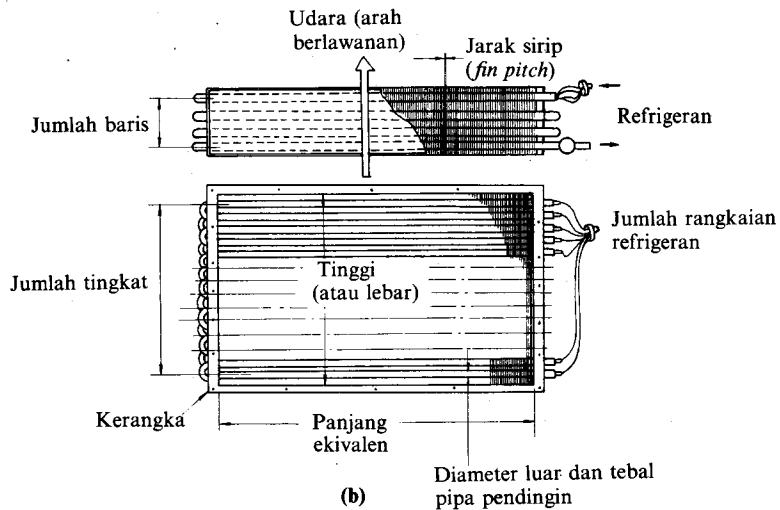
Pada jenis ekspansi langsung, refrigeran diuapkan secara langsung di dalam pipa evaporator; sedangkan pada jenis ekspansi tak langsung udara didinginkan oleh refrigeran sekunder seperti air atau larutan garam yang mengalir melalui pipa tersebut. Sirip-sirip yang dipasang pada bagian luar pipa digunakan untuk memperbesar luas bidang perpindahan kalor yang berhubungan dengan udara, karena konduktivitas termalnya kecil. Gbr. 5.41 menunjukkan sebuah contoh pipa bersirip pelat.

Beberapa hal yang perlu diperhatikan pada evaporator jenis ekspansi langsung dengan pendinginan udara adalah:

- 1) Kecepatan aliran udara pendingin melalui koil pendingin adalah 2,0 sampai 3,0 m/detik, atau rata-rata 2,5 m/detik.
- 2) Untuk memperoleh efisiensi yang maksimal, aliran refrigeran hendaknya berlawanan dengan arah aliran udara pendingin (Lihat Gbr. 5.42).
- 3) Dengan naiknya temperatur penguapan dari refrigeran, biaya operasi kompresor makin murah, tetapi koil memerlukan luas bidang perpindahan kalor yang lebih besar. Oleh karena itu, haruslah dicari kompromi antara kedua faktor di atas.
- 4) Apabila udara mengalir melalui koil dengan kecepatan tinggi, misalnya lebih tinggi dari 2,5 m/detik, sebaiknya dipergunakan eliminitor untuk mencegah tersemburnya air yang mengembun pada permukaan pipa. Jika tidak dapat



(a)



(b)

Gbr. 5.41 Evaporator koil bersirip pelat jenis ekspansi langsung.

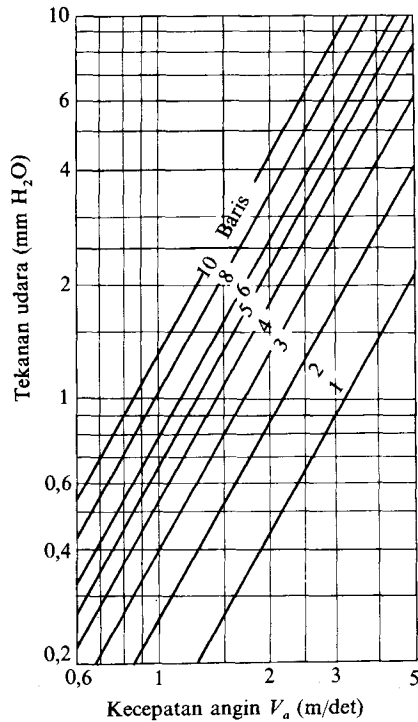
dipergunakan eliminator, sebaiknya kecepatan udara pendingin tidak lebih besar daripada 2,0 m/detik.

- 5) Sebaiknya digunakan koil pendingin yang panjang dan lebar, daripada yang pendek dan sempit, untuk mengurangi biaya instalasi.

5.10 Pemisah Minyak Pelumas

Jika minyak pelumas kompresor terlalu banyak ikut dalam aliran uap refrigeran keluar dari kompresor, maka dalam waktu singkat kompresor akan kekurangan minyak pelumas, sehingga pelumasannya kurang baik. Di samping itu, minyak pelumas tersebut akan masuk ke dalam kondensor dan kemudian ke evaporator, sehingga akan mengganggu proses perpindahan kalornya.

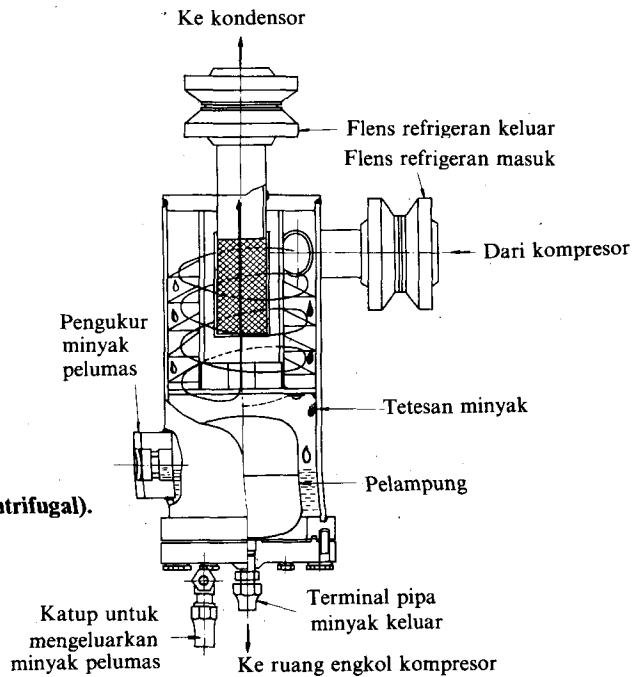
Untuk mencegah terjadinya gangguan tersebut di atas, perlu di pasang pemisah minyak pelumas di antara kompresor dan kondensor. Dalam hal tersebut, pemisah minyak pelumas akan memisahkan minyak pelumas dari refrigeran dan mengalirkannya kembali ke dalam ruang engkol.



Gbr. 5.42 Tahanan udara dari koil.

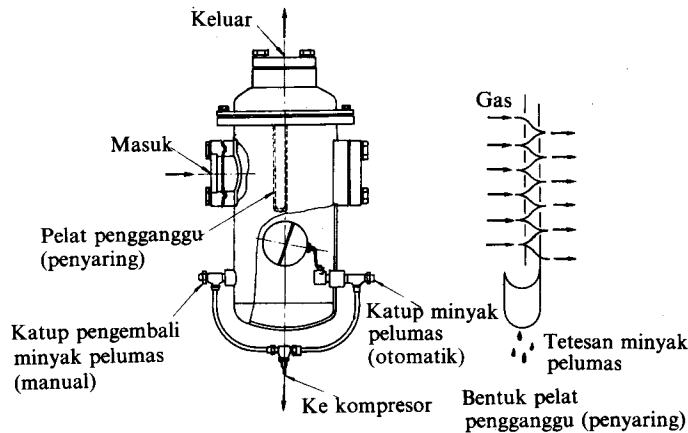
Ada beberapa macam pemisah minyak pelumas dengan konstruksi yang khas, sesuai dengan cara yang dipergunakan untuk memisahkan minyak pelumas dari refrigeran.

- 1) Pemisah minyak pelumas, di mana tetesan minyak pelumas dipisahkan oleh gaya sentrifugal, yaitu dengan memberikan gerak berputar pada refrigeran dengan perantaraan pelat berputar yang dipasang di dalam tabung, seperti terlihat pada Gbr. 5.43.



Gbr. 5.43 Pemisah minyak pelumas (sentrifugal).

- 2) Pemisah minyak pelumas, di mana minyak pelumas dipisahkan dari refrigeran dengan menggunakan pelat penyaring dan selanjutnya menampung minyak pelumas yang tertangkap, seperti terlihat pada Gbr. 5.44.
- 3) Pemisah minyak pelumas, di mana minyak pelumas dipisahkan dari refrigeran di dalam ruangan yang cukup besar, yaitu menurunkan kecepatannya sehingga minyak yang relatif berat itu akan terpisah dan jatuh.



**Gbr. 5.44 Pemisah minyak pelumas dengan pelat pengganggu (penyaring).
"Gas collision separator".**

Minyak pelumas yang terpisah itu akan berkumpul di bagian bawah dari pemisah minyak pelumas. Apabila permukaan minyak tersebut sudah mencapai suatu ketinggian tertentu, minyak pelumas akan mengalir ke dalam ruang engkol kompresor secara otomatis, yaitu apabila pelampung mencapai suatu posisi tertentu.

Oleh karena refrigeran dapat bercampur dengan minyak pelumas, maka adanya minyak dalam sistem refrigerasi tak dapat dihindari sepenuhnya. Dengan demikian, dalam beberapa mesin refrigerasi, minyak pelumas secara berulang-ulang masuk kembali ke dalam kompresor setelah melewati kondensor dan evaporator, tanpa menggunakan pemisah minyak pelumas.

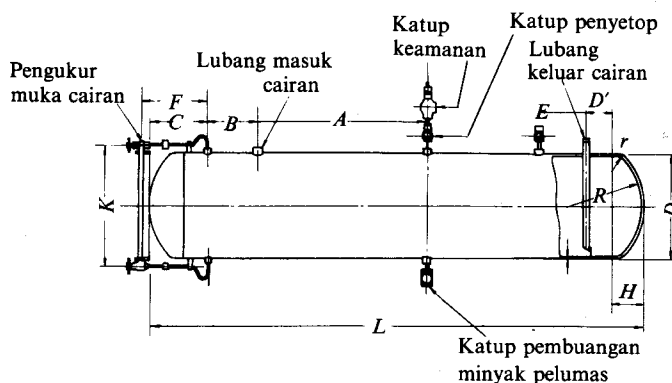
Pemisah minyak pelumas harus dipasang dekat dari kompresor dan harus dijaga agar tidak dikenai temperatur rendah dari kondensor dan penerima cairan, pada waktu mesin refrigerasi tidak bekerja.

5.11 Penerima Cairan

Penerima cairan, yang pada umumnya terdiri tabung horisontal seperti terlihat pada Gbr. 5.45, digunakan untuk menampung sementara waktu refrigeran yang dicairkan di dalam kondensor, sebelum masuk ke katup ekspansi.

Volume penerima cairan haruslah diusahakan sedemikian rupa sehingga senantiasa dapat melayani kebutuhan refrigerasi sesuai dengan perubahan beban. Di samping itu, penerima cairan juga berfungsi untuk menampung refrigeran dari mesin refrigerasi, pada waktu mesin direparasi atau berhenti bekerja untuk suatu jangka waktu lama. Dalam hal ini, kondensor juga dapat digunakan untuk mengumpulkan refrigeran.

Pada mesin refrigerasi Freon berkapasitas rendah, seringkali tidak dipergunakan penerima cairan, karena kondensor pendinginan air yang digunakan dapat berfungsi



Gbr. 5.45 Penerima cairan ammonia.

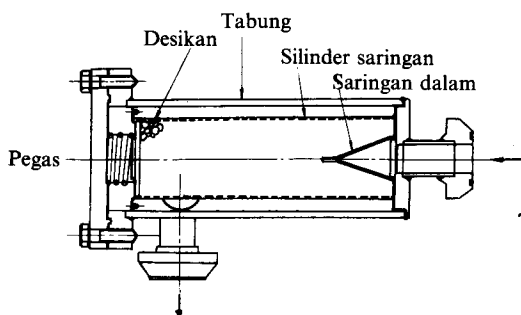
sebagai penampung cairan. Namun, pada mesin refrigerasi Freon berkapasitas besar, biasanya dipergunakan penerima cairan karena kondensor tidak dapat menampung semua refrigeran dari mesin tersebut. Hal tersebut disebabkan karena volume kondensor terlampau kecil, apalagi jika dipakai pipa pendingin bersirip. Demikian juga halnya apabila dipergunakan kondensor pendinginan udara, dengan alasan yang sama dengan di atas, selalu diperlukan penerima cairan. Dalam hal ini, refrigeran yang telah diembunkan di dalam kondensor mengalir ke (bawah) penerima cairan tanpa ada yang tinggal di dalam kondensor.

Oleh karena itu, penerima cairan harus dipasang lebih rendah daripada kondensor dan temperatur refrigeran di dalam penerima harus lebih rendah daripada di dalam kondensor. Mengalirnya refrigeran dari kondensor ke penerima terjadi karena gravitasi.

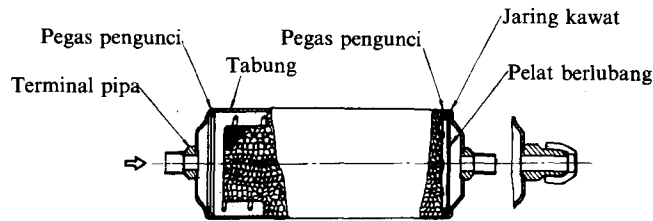
Namun, apabila temperatur air pendingin di dalam kondensor relatif rendah, dan temperatur ruangan mesin di mana penerima cairan dipasang relatif tinggi, kadang-kadang cairan refrigeran yang terjadi di dalam kondensor tak dapat mengalir dengan mudah. Dalam hal ini, bagian atas dari kondensor harus dihubungkan dengan bagian atas dari penerima cairan oleh pipa penyama tekanan.

5.12 Pengering

Seperti terlihat pada Gbr. 5.46, sebuah pengering terdiri dari sebuah silinder yang berisi desikan. Desikan tersebut dibungkus supaya mudah penggantianannya, tetapi juga supaya serbuk desikan yang halus tidak keluar dari pengering dan ikut serta dalam aliran refrigeran (Lihat Gbr. 5.47).



Gbr. 5.46 Pengering.



Gbr. 5.47 Pengereng kecil.

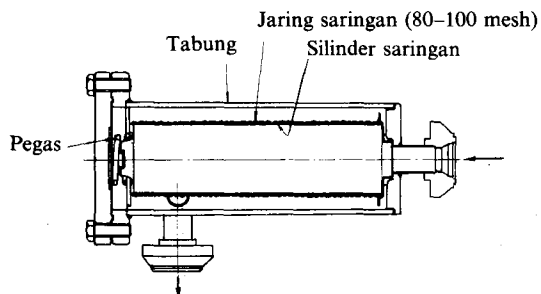
Sebagai desikan, sering dipergunakan saringan molekular atau Sobabeat. Perlu diperhatikan bahwa desikan tidak boleh berubah sifat kimiawinya apabila menyerap air.

Perlu sekali mengalirkan refrigeran melalui pengereng untuk menghilangkan uap air dari refrigeran. Biasanya juga dipasang saluran simpangan untuk memudahkan penggantian desikan.

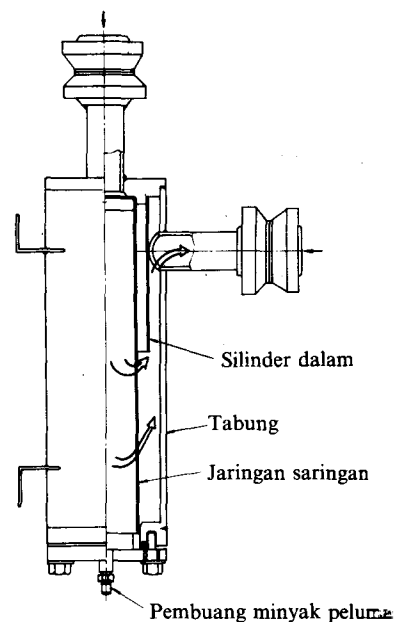
5.13 Saringan

Kotoran dan serbuk logam yang ada di dalam refrigeran yang bersirkulasi dapat mengendap atau menempel pada orifis dari katup ekspansi, pada katup isap atau pada katup buang kompresor, sehingga akan mengganggu kerja kompresor; selain itu, juga dapat merusak bantalan dan penyekat poros. Oleh karena itu, kotoran tersebut harus dibuang dengan mengalirkan refrigeran melalui saringan cairan atau saringan isap.

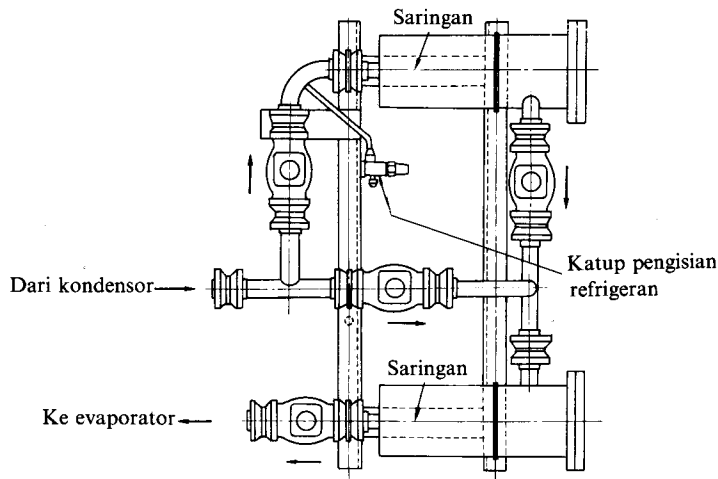
Saringan cairan dipasang sebelum katup ekspansi dari pipa refrigeran cair. Saringan cairan terdiri dari jaringan saringan yang diletakkan di dalam silinder. Saluran di dalam saringan berbentuk huruf L, seperti pada pengereng. Jaringan filter dapat diperiksa dan dibersihkan, tanpa membuka pipa-pipa, seperti terlihat pada Gbr. 5.48. Konstruksi saringan isap adalah sama dengan konstruksi saringan cairan (Lihat Gbr. 5.49 & 5.50).



Gbr. 5.48 Saringan cairan.



Gbr. 5.49 Saringan isap.



Gbr. 5.50 Panel saringan pengering.

5.14 Katup Expansi

5.14.1 Penyetelan Katup Expansi

Katup ekspansi dipergunakan untuk mengexpansikan secara adiabatik cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah; jadi, melaksanakan proses trotel atau proses ekspansi entalpi konstan. Selain itu, katup ekspansi mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani oleh evaporator.

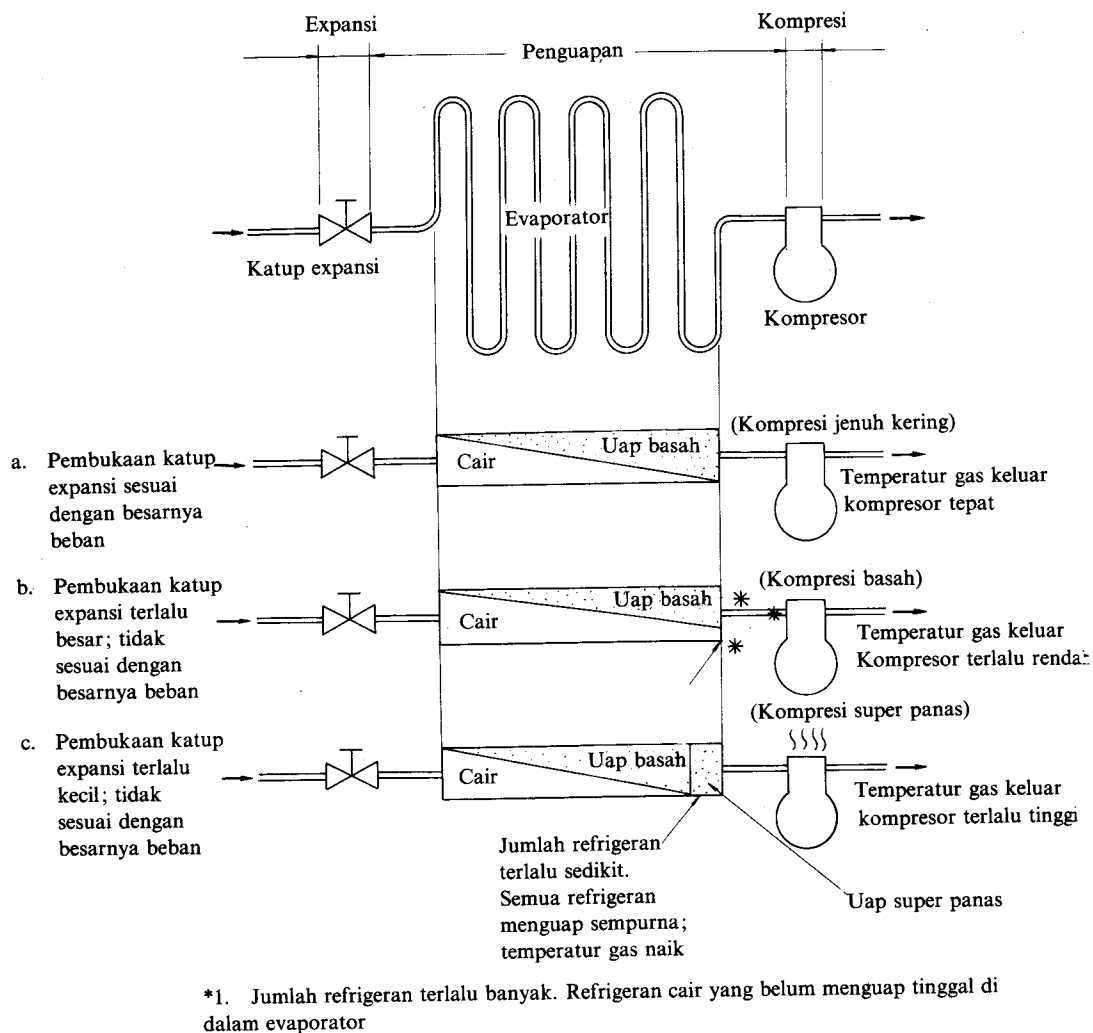
Jadi, katup ekspansi mengatur supaya evaporator dapat selalu bekerja sehingga diperoleh efisiensi siklus refrigerasi yang maksimal. Dalam Gbr. 5.51 diperlihatkan keadaan pada waktu katup ekspansi membuka saluran sesuai dengan jumlah refrigeran yang diperlukan oleh evaporator, seperti ditunjukkan oleh (a), sedemikian rupa sehingga refrigeran menguap sempurna pada waktu keluar dari evaporator.

Apabila beban pendinginan turun seperti terlihat pada Gbr. 5.51 (b), atau apabila katup ekspansi membuka lebih lebar, maka refrigeran di dalam evaporator tidak menguap sempurna, sehingga refrigeran yang terisap masuk ke dalam kompresor mengandung cairan. Apabila hal tersebut terjadi dalam waktu cukup lama, sebagian uap akan mencair kembali, dan katup kompresor akan mengalami kerusakan. Jika jumlah uap refrigeran yang mencair bertambah banyak atau apabila kompresor mengisap cairan, maka akan terjadi pukulan cairan (*Liquid hammer*) yang dapat merusak kompresor.

Apabila beban pendinginan bertambah besar seperti terlihat pada Gbr. 5.51(c), atau apabila pembukaan katup ekspansi bertambah kecil, cairan refrigeran akan menguap sempurna sehingga ada pada kondisi superpanas ketika mencapai seksi keluar evaporator. Dalam hal tersebut kalor yang diserap menjadi bertambah besar, sehingga temperatur uap refrigeran makin lebih tinggi daripada temperatur penguapannya (super panas). Derajat superpanas yang rendah tidak akan mengganggu; tetapi, derajat super panas yang terlampaui besar akan menyebabkan temperatur gas refrigeran keluar dari kompresor terlampaui tinggi. Dalam hal tersebut terakhir kompresor akan bekerja pada temperatur yang sangat tinggi, sehingga cepat rusak.

Katup ekspansi yang banyak dipergunakan adalah:

- 1) Katup ekspansi otomatis termostatik



Gbr. 5.51 Pengaturan pembukaan katup ekspansi.

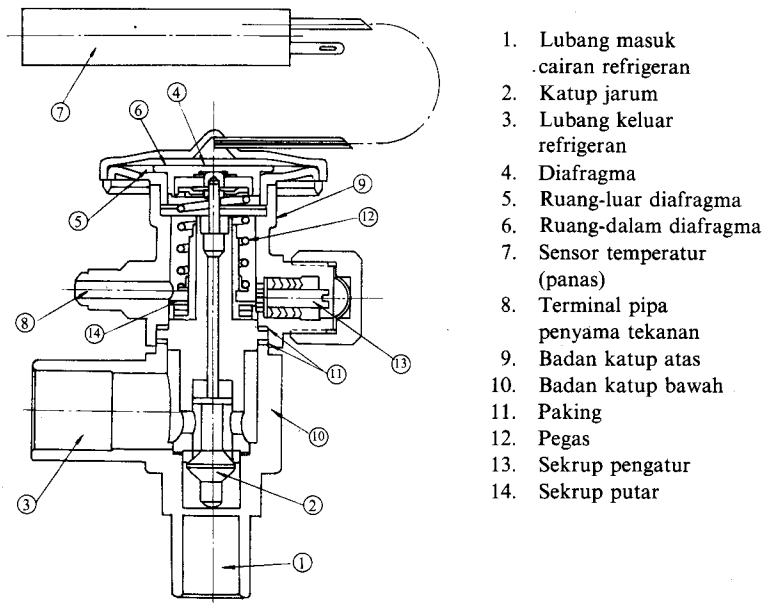
- 2) Katup ekspansi manual
- 3) Katup ekspansi tekanan konstan
- 4) Pipa kapilar

Katup ekspansi otomatis termostatik berfungsi mengatur pembukaan katup, yaitu mengatur pemasukan refrigeran ke dalam evaporator, sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani. Tetapi, bukan berarti bahwa katup ekspansi tersebut harus mengusahakan agar evaporator bekerja pada suatu temperatur penguapan yang konstan. Dalam hal tersebut perbedaan antara temperatur penguapan dan temperatur media yang akan didinginkan, dipertahankan supaya konstan. Pembukaan katup ekspansi diatur sedemikian rupa sehingga derajat super panas dari refrigeran kira-kira 5 sampai 8°C.

5.14.2 Jenis dan Cara Kerja Katup Expansi

(1) Katup ekspansi otomatis termostatik jenis penyama tekanan external

Pada katup ini, refrigeran mengalir masuk melalui lubang masuk (1) dan keluar melalui lubang keluar (3), melalui katup jarum (2).



1. Lubang masuk cairan refrigeran
2. Katup jarum
3. Lubang keluar refrigeran
4. Diafragma
5. Ruang-luar diafragma
6. Ruang-dalam diafragma
7. Sensor temperatur (panas)
8. Terminal pipa penyama tekanan
9. Badan katup atas
10. Badan katup bawah
11. Paking
12. Pegas
13. Sekrup pengatur
14. Sekrup putar

Gbr. 5.52 Katup ekspansi otomatis thermostatik penyama tekanan external.

Ruang luar dari diafragma (5) dihubungkan dengan lubang keluar dari evaporator melalui pipa penyama tekanan (8). Oleh karena diafragma (4) diisolasi dari lubang keluar (3) oleh paking internal (11), maka diafragma (4) menerima tekanan seksi keluar dari evaporator.

Oleh karena tabung sensor termal ditempelkan dekat pada seksi keluar evaporator, tekanan dari uap refrigeran jenuh yang ada di dalamnya akan menjadi tekanan jenuh yang sesuai dengan temperatur (temperatur penguapan + derajat super panas) dari evaporator.

Maka tekanan di dalam ruangan dalam dari diafragma (6) yang dihubungkan dengan tabung sensor termal adalah sama dengan tekanan jenuh tersebut di atas.

Sehubungan dengan hal tersebut, pembukaan katup ekspansi tergantung dari perbedaan gaya (tekanan ruangan dalam dari diafragma (6) $\times$ luas efektif diafragma) dan (tekanan ruangan luar dari diafragma (5) $\times$ luas efektif diafragma). Oleh karena itu, perbedaan kedua gaya tersebut adalah sama dengan gaya pegas. Hal tersebut berarti bahwa jika perbedaan antara tekanan di dalam tabung sensor termal dan tekanan di dalam evaporator berubah, maka derajat super panas yang berkaitan dengan perbedaan tekanan tersebut akan berubah pula.

Derajat super panas yang diinginkan dapat diatur dengan memutar sekrup pengatur (13). Apabila sekrup pengatur diputar ke kanan (arah putaran jarum jam), maka pegas (12) akan tertekan dan derajat super panas akan bertambah besar. Jadi, putarlah sekrup pengatur ke kanan untuk mengurangi jumlah refrigeran masuk ke dalam evaporator.

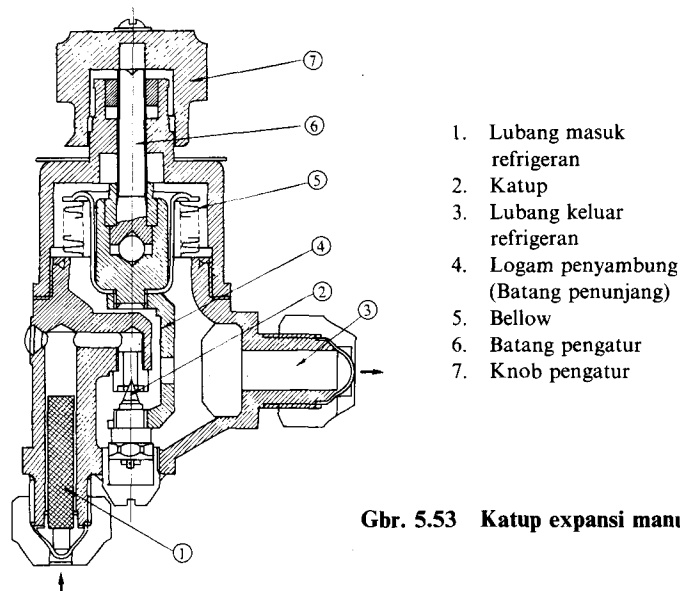
Apabila sekrup pengatur diputar ke kiri (berlawanan dengan arah putaran jarum jam), maka pegas (12) akan mengendor, sehingga derajat super panas akan berkurang (jumlah aliran refrigeran masuk ke dalam evaporator akan bertambah besar). Dengan cara penyetelan di atas, derajat super panas harus dapat dipertahankan dalam batas tertentu.

Catatan : Cair kembali (*liquid back*) adalah fenomena di mana refrigeran yang diisap masuk kompresor mengandung cairan, oleh karena refrigeran tidak menguap sempurna di dalam evaporator. Keadaan tersebut terjadi apabila jumlah refrigeran yang masuk ke dalam evaporator terlalu banyak.

(2) Katup ekspansi manual

Katup ekspansi manual adalah katup ekspansi dengan trostel yang diatur secara manual, yaitu menggunakan katup jarum yang berbeda dari katup stop yang biasa.

Konstruksi katup ekspansi manual dapat dilihat pada Gbr. 5.53. Pada katup tersebut, refrigeran masuk melalui lubang masuk (1) dan keluar melalui katup jarum (2). Fiting (4) dihubungkan dengan batang pengatur (6), sehingga katup jarum tersebut dapat dibuka dan ditutup dengan memutar knob pengatur (7). Kebocoran refrigeran dapat dicegah dengan menggunakan bellow (5).

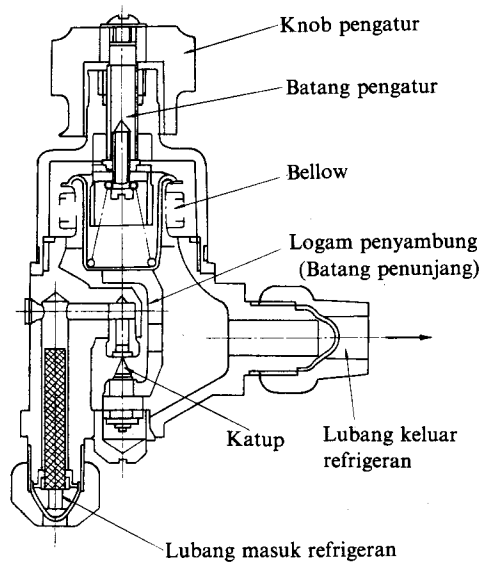


Gbr. 5.53 Katup ekspansi manual.

(3) Katup ekspansi tekanan konstan

Katup ekspansi tekanan konstan adalah katup ekspansi, di mana katup digerakkan oleh tekanan di dalam evaporator, untuk mempertahankan supaya tekanan di dalam evaporator konstan. Pada jenis katup ini, below dan katup jarum dihubungkan oleh batang penunjang seperti terlihat pada Gbr. 5.54. Bagian bawah dari below berhubungan dengan lubang keluar sehingga menerima tekanan evaporator. Sebuah pegas dipasang pada bagian atas dari below. Gaya pegas dapat diatur dengan memutar knob pengatur. Pipa cairan refrigeran dihubungkan dengan katup ekspansi pada bagian lubang masuk dari katup ekspansi.

Cara kerja katup ekspansi tekanan konstan adalah sebagai berikut.



Gbr. 5.54 Katup ekspansi tekanan konstan.

- 1) Pada waktu mesin refrigerasi distart, katup dalam keadaan tertutup karena tekanan di dalam evaporator lebih besar daripada tekanan pegas yang ditetapkan.
- 2) Setelah mesin refrigerasi bekerja, uap refrigeran yang ada di dalam evaporator terisap masuk ke dalam kompresor, sehingga tekanan di dalam evaporator lambat-laun berkurang. Katup masih tertutup sampai tekanan evaporator mencapai tekanan sama dengan tekanan pegas.
- 3) Selanjutnya, apabila tekanan evaporator lebih rendah daripada tekanan pegas, tekanan pada bagian bawah below menjadi lebih rendah dari pada tekanan pegas, sehingga pegas akan menekan ke bawah dan katup jarum akan membuka lubang salurannya.
- 4) Apabila penguapan refrigeran di dalam evaporator sudah terjadi dengan baik, maka pembukaan katup kira-kira konstan sesuai dengan tekanan penguapan yang ditetapkan.
- 5) Jika tekanan evaporator naik, maka katup akan menutup sedikit untuk mengurangi jumlah aliran refrigeran masuk ke dalam evaporator.
- 6) Apabila tekanan evaporator turun, katup akan membuka sedikit, sehingga memperbesar jumlah aliran refrigeran masuk ke dalam evaporator.
- 7) Apabila mesin refrigerasi berhenti bekerja, tekanan evaporator akan naik, maka katup akan menutup sempurna.

5.14.3 Cara Kerja Pipa Kapilar

Pipa kapilar sering dipakai pada mesin refrigerasi berkapasitas rendah, seperti pada penyegar udara, pendingin air minum, dan sebagainya. Pipa kapilar adalah pipa kecil berdiameter dalam 0,8 sampai 2,0 mm. dan panjangnya kurang lebih 1 meter.

Pipa kapilar dipasang sebagai pengganti katup ekspansi. Tahanan dari pipa kapilar inilah yang dipergunakan untuk mentrotel dan menurunkan tekanan. Diameter dan panjang pipa kapilar ditetapkan berdasarkan kapasitas pendinginan, kondisi operasi dan

jumlah refrigeran dari mesin refrigerasi yang bersangkutan.

Konstruksi pipa kapilar sangat sederhana, sehingga jarang terjadi gangguan. Pada waktu kompresor berhenti bekerja, pipa kapilar menghubungkan bagian tekanan tinggi dengan bagian tekanan rendah, sehingga menyamakan tekanannya dan memudahkan start berikutnya.

Namun, ada beberapa hal yang harus diperhatikan :

- 1) Pipa kapilar hendaknya tidak dipergunakan pada unit kondensor dengan pendinginan air, karena jumlah refrigeran, temperatur air pendingin dan faktor lainnya dapat berubah-ubah.
- 2) Tekanan pengembunannya hendaknya tidak terlampaui tinggi, karena dalam keadaan tersebut, laju aliran refrigeran akan bertambah besar dan kondisi operasi cair kembali (*liquid back*) tak dapat dihindarkan.
- 3) Jumlah refrigeran yang ada di dalam mesin harus diusahakan sedikit saja untuk mencegah operasi beban berat untuk jangka waktu yang panjang. Jumlah refrigeran di dalam bagian tekanan rendah mencapai maximum pada waktu kompresor berhenti bekerja.
- 4) Maka hendaknya dipergunakan pipa kapilar yang sesuai untuk mesin refrigerasi. Jadi, apabila tahanan pipa kapilar terlalu rendah (diameter dalam terlalu besar atau terlalu pendek), maka aliran refrigeran menjadi terlalu besar sehingga terjadi cair kembali (*liquid back*) dan kapasitas refrigerasinya berkurang. Sebaliknya, apabila tahanan pipa kapilarnya terlampaui tinggi (diameter dalam terlampaui kecil atau terlampaui panjang), boleh dikatakan tidak mungkin mengalirkan refrigeran sesuai dengan yang diperlukan sehingga kapasitas refrigerasi dari mesin akan berkurang.
- 5) Oleh karena pipa kapilar merupakan pipa halus berdiameter kecil dan uniform, hendaknya diperlakukan dengan hati-hati; jangan sampai rusak dan tersumbat kotoran.

BAB 6. DISTRIBUSI UDARA DAN PEMBERSIHAN UDARA

6.1 Jumlah Udara yang Diperlukan untuk Pendinginan

Jumlah udara yang diperlukan, seperti telah diterangkan dalam 2.3.2, dapat dihitung jika diketahui beban kalor sensibel ruangan,

$$G = \frac{H_s}{0,24 (t_r - t_a)} \quad (6.1)$$

di mana,

G = berat udara yang dimasukkan (kg/jam)

H_s = beban kalor sensibel ruangan (kcal/jam)

t_a = temperatur udara masuk ruangan ($^{\circ}\text{C}$)

t_r = temperatur udara ruangan ($^{\circ}\text{C}$)

Dengan demikian volume udara masuk ruangan

$$Q = vG \quad (6.2)$$

di mana,

Q = volume udara masuk ruangan (m^3/jam)

v = volume spesifik udara masuk (m^3/kg)

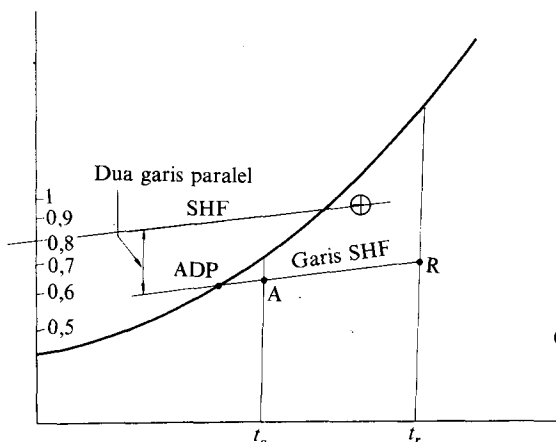
Sedangkan temperatur udara masuk t_a ($^{\circ}\text{C}$) ditentukan dengan cara berikut ini. Seperti telah dinyatakan oleh persamaan (2.23) dalam pasal 2.3.3, maka dengan mengetahui beban kalor ruangan efektif, yaitu jumlah beban kalor ruangan total, kalor udara luar yang masuk dan beban daya kipas udara, dapat dihitung faktor kalor sensibel:

$$\text{SHF} = \frac{\text{Kalor sensibel dari beban ruangan efektif}}{\text{Beban ruangan efektif}} \quad (6.3)$$

SHF tersebut di atas dapat ditetapkan pada diagram psikrometrik. Seperti terlihat pada Gbr. 6.1, melalui titik R (yang menyatakan kondisi udara ruangan) ditarik garis paralel dengan garis, yang melalui titik bertanda (+) dan harga SHF-nya. Garis melalui titik R tersebut dinamai garis kondisi. Titik potong garis kondisi dan garis jenuh dinamai titik embun alat (ADP = Apparatus Dew Point). Lokasi titik yang menyatakan temperatur dari udara segar masuk ruangan adalah titik (A) yang membagi garis R-ADP sedemikian rupa sehingga:

$$\frac{\text{Garis R-A}}{\text{Garis R-ADP}} = \frac{\text{Beban kalor sensibel ruangan}}{\text{Kalor sensibel dari beban kalor ruangan efektif}} \quad (6.4)$$

Volume udara masuk yang diperlukan harus ditetapkan sehingga dapat diperoleh temperatur dan distribusi udara yang sebaik-baiknya. Dalam praktek jumlah udara masuk tersebut ditetapkan sehingga $(t_r - t_a) \simeq 7-12^{\circ}\text{C}$, dan jumlah penggantian udara ruangan kira-kira 5 sampai 10 kali/jam. Jumlah penggantian udara ruangan didefinisikan sebagai



Gbr. 6.1 Garis SHF dari udara ruangan dan udara segar masuk.

$$N = \frac{Q}{V} \quad (6.5)$$

di mana,

N = jumlah penggantian udara (kali/jam)

V = volume ruangan (m^3)

Temperatur udara meninggalkan koil pendingin udara akan naik kira-kira 1 sampai $2^\circ C$ karena adanya penambahan kalor yang dikeluarkan oleh motor kipas udara dan perpindahan kalor melalui dinding saluran udara. Hal tersebut terjadi sebelum udara masuk ke dalam ruangan. Di samping itu, sambungan pada saluran udara tidak dibuat betul, sehingga adanya kebocoran udara tak dapat dihindarkan. Oleh karena itu, hendaknya digunakan kipas udara yang berkapasitas 5 sampai 10 persen lebih besar dari pada volume udara yang diperoleh dari persamaan (6.4). Sudah barang tentu cara penyambungan saluran udara harus dibuat sebaik-baiknya sehingga kebocoran yang terjadi tidak terlalu banyak. Temperatur air dingin atau refrigeran keluar dari koil pendingin udara biasanya 3 sampai $5^\circ C$ lebih rendah dari pada titik embun alat (ADP). Jika ADP tidak dapat diperoleh dari diagram psikrometrik, karena beban kalor laten yang terlalu besar atau SHF yang rendah, maka udara harus didinginkan supaya menjadi kering. Pendinginan udara tersebut dilakukan sampai diperoleh temperatur kira-kira pada garis jenuh, yaitu dengan mengalirkan udara tersebut melalui koil pendingin. Setelah itu, udara dipanaskan kembali oleh koil pemanas ulang untuk memperoleh temperatur udara masuk ruangan yang diinginkan.

6.2 Distribusi Udara di dalam Ruangan

6.2.1 Lubang Isap dan Lubang Keluar

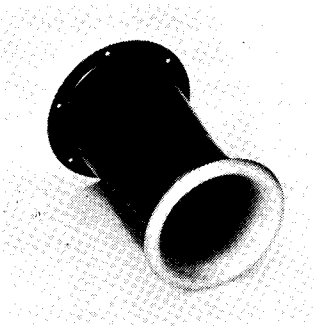
Lubang pada dinding, lantai atau langit-langit, di mana udara segar masuk ke dalam ruangan, dinamai lubang keluar. Sedangkan lubang, di mana udara ruangan diisap kembali masuk ke dalam mesin penyegar atau dibuang ke atmosfer, dinamai lubang isap. Bentuk lubang tersebut di atas disesuaikan dengan rancangan dan interior dari ruangan yang bersangkutan. Lubang yang dilengkapi dengan pengatur volume udara (misalnya dengan damper) dinamai register. Sedangkan yang tidak dilengkapi dengan pengatur volume udara dinamai gril.

(1) Lubang keluar aliran axial

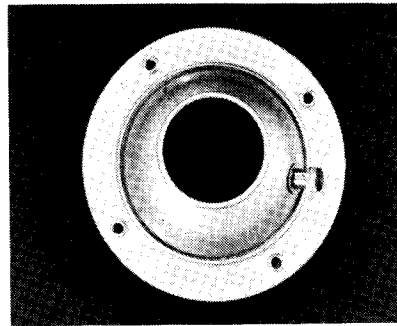
Jenis lubang keluar ini digunakan supaya udara masuk ke dalam ruangan dengan arah axial.

(a) *Nosel*: Nosel berbentuk seperti terlihat pada Gbr. 6.2. Konstruksinya sederhana dan semburannya jauh, lebih tenang bunyinya dibandingkan dengan jenis yang lain. Nosel banyak dipergunakan dalam gedung bioskop, gedung pertemuan dan pabrik; biasanya dipasang pada dinding atau langit-langit.

(b) *Lubang keluar jenis Punka*: Konstruksi lubang Punka dapat dilihat pada Gbr. 6.3. Leher yang dapat berputar diperlukan untuk mengubah arah aliran udara masuk, sedangkan damper digunakan untuk mengatur pemasukan udara. Lubang keluar jenis Punka memiliki kerugian karena tahanan aliran udaranya lebih besar jika dibandingkan dengan jenis lubang keluar yang lain, sehingga jumlah aliran udaranya lebih kecil. Lubang keluar jenis Punka banyak digunakan pada sistem penyegar udara di industri, dapur restoran, kapal, ataupun untuk keperluan pendinginan lokal.

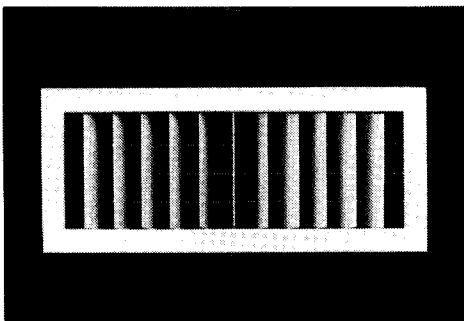


Gbr. 6.2 Lubang keluar jenis nosel.

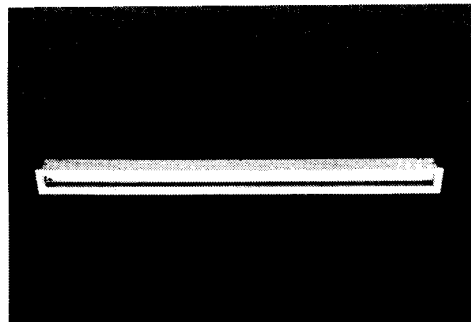


Gbr. 6.3 Lubang keluar jenis Punka.

(c) *Lubang keluar jenis sudu*: Pada lubang keluar jenis ini, terdapat beberapa sudu berukuran 20 sampai 25 mm lebar yang dipasang vertikal, horisontal, atau keduanya seperti terlihat pada Gbr. 6.4. Apabila digunakan sudu yang dapat diputar, maka arah aliran udara dapat diatur. Lubang keluar jenis sudu banyak digunakan di kantor dan di rumah, dan dipasang pada dinding atau jendela.



Gbr. 6.4 Lubang keluar jenis sudu.



Gbr. 6.5 Lubang keluar jenis celah.

(d) *Lubang keluar jenis celah*: Lubang keluar jenis celah dibuat dengan perbandingan aspek ("aspect ratio") yang besar, seperti terlihat pada Gbr. 6.5, dan menghasilkan aliran udara berbentuk bidang datar. Lubang keluar jenis celah biasanya dipasang pada langit-langit atau lantai. Akhir-akhir ini, rancangannya dikombinasikan dengan tempat lampu dan dipasang pada langit-langit; biasanya dinamai lubang keluar terpadu (*integrated outlet*).

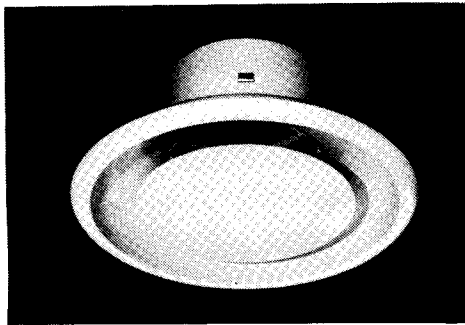
(e) *Lubang keluar berlubang-lubang*: Lubang keluar berlubang-lubang dibuat dari pelat berlubang banyak, kira-kira dengan perbandingan luas bidang bebas 10%. Karakteristik difusinya tinggi, tetapi tingkat kebisingannya tinggi. Jenis lubang keluar berlubang-lubang dengan diameter lubang tidak lebih dari 1 mm (dengan perbandingan luas bidang bebas kira-kira 3 sampai 4%), yang dipasang pada langit-langit, dinamai langit-langit ventilasi (*ventilating ceiling*).

(2) *Lubang keluar aliran radial*

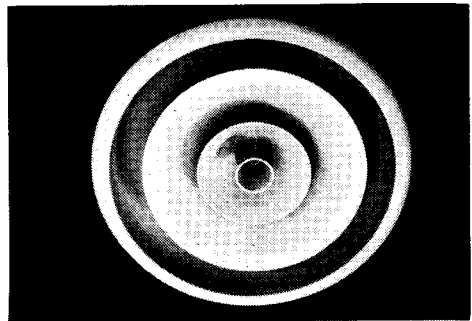
Lubang keluar aliran radial dapat menghasilkan aliran udara dalam arah radial dari lubang. Ada beberapa jenisnya, yaitu:

(a) *Lubang keluar jenis panci atau plaket*: Lubang keluar jenis panci atau plaket dapat berbentuk pelat lingkaran atau persegi panjang, digantungkan di bawah lubang saluran di dalam langit-langit yang menyemburkan udara segar pada pelat tersebut. Konstruksinya dibuat sedemikian rupa sehingga udara mengalir horisontal dan dalam arah radial sepanjang langit-langit. Gbr. 6.6 menunjukkan konstruksi lubang keluar jenis panci yang sederhana sekali. Untuk keperluan pendinginan, prestasinya sangat baik. Namun, untuk pemanasan, udara panas yang dimasukkan akan terhenti pada langit-langit, sehingga akan terjadi perbedaan temperatur yang besar antara bagian atas dan bagian bawah ruangan.

(b) *Difusor langit-langit*: Difusor langit-langit merupakan modifikasi dari lubang keluar jenis panci, di mana beberapa gelang atau kerucut dipasang pada lubang saluran, seperti terlihat pada Gbr. 6.7. Difusi langit-langit dapat menyebarkan udara ke dalam ruangan dengan sebaik-baiknya.



Gbr. 6.6 Lubang keluar jenis panci.



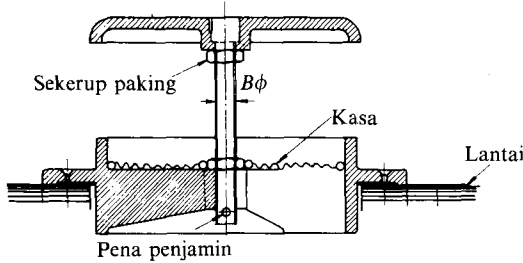
Gbr. 6.7 Lubang keluar jenis anemostat.

(3) *Lubang isap*

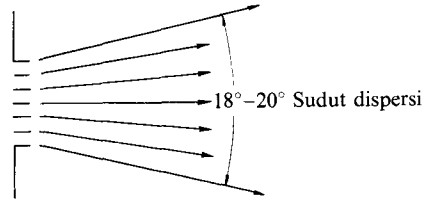
Ada beberapa jenis lubang isap, antara lain adalah jenis pelat berlubang-lubang dan jenis jeruji sudu tetap yang banyak dipakai pada waktu ini. Lubang isap jenis jamur, seperti terlihat pada Gbr. 6.8, kadang-kadang dipakai di gedung bioskop dan diletakkan di bawah tempat duduk.

Lubang isap biasanya dipasang pada langit-langit atau pada dinding ruangan.

Kadang-kadang dapat juga dipasang sedemikian rupa sehingga udara diisap melalui gril pada pintu atau dinding dan melalui gang.



Gbr. 6.8 Lubang isap jenis jamur.



Gbr. 6.9 Pengembangan pancaran udara.

6.2.2 Karakteristik Lubang Keluar

Apabila lubang keluar aliran axial berbentuk lingkaran atau persegi panjang dengan perbandingan aspek yang kecil, maka penampang aliran udara masuk ke dalam ruangan berbentuk lingkaran. Kemudian mengembang dengan sudut dispersi antara 20 sampai 24° (rata-rata 22°C), seperti terlihat pada Gbr. 6.9.

Dalam penyegaran udara, udara yang bergerak di dalam ruangan merupakan udara campuran (udara total) dari udara segar yang masuk ke dalam ruangan melalui lubang keluar (udara primer) dan udara ruangan yang terinduksi (udara sekunder). Kecepatan sumbu arus udara yang masuk dan mencapai bagian yang digunakan adalah kira-kira 0,25 m/s. Jarak axial dalam arah horisontal atau vertikal yang ditempuh arus udara sejak meninggalkan lubang keluar sampai ke titik dalam ruangan, di mana kecepatan udara mencapai 0,25 m/s, dinamai jarak lemparan (*throw*). Apabila udara panas atau udara dingin masuk ke dalam ruangan, maka udara total cenderung bergerak ke atas atau ke bawah, tergantung pada perbedaan berat jenis antara udara ruangan dan udara masuk ruangan. Jarak vertikal antara lubang keluar dan titik, pada selubung pancaran udara yang bergerak ke bawah atau ke atas sampai mencapai (jarak) lemparan, dinamai jarak jatuh (*drop*) atau jarak naik (*rise*). Perbandingan antara volume udara total terhadap volume udara primer dinamai perbandingan pemasukan (*entrainment ratio*).

Bagi lubang keluar jenis radial, hal yang ekivalen dengan jarak lemparan untuk aliran axial dinamai radius difusi (*radius of diffusion*).

Jarak lemparan, radius difusi, jarak jatuh atau jarak naik dari udara masuk ruangan biasanya diberikan dalam katalog pabrik pembuat lubang keluar yang bersangkutan, dalam bentuk grafik atau tabel. Kecepatan udara masuk ruangan biasanya dibatasi, karena kecepatan yang terlalu tinggi akan menyebabkan kebisingan. Tabel 6.1 memberikan besarnya kecepatan keluar yang diperbolehkan.

Bagi lubang keluar jenis aliran axial, berlaku hukum kekekalan momentum untuk aliran udara keluar, udara yang terinduksi dan udara campuran, seperti tersebut pada persamaan (6.6) berikut ini.

$$M_1 V_1 + M_2 V_2 = (M_1 + M_2) V_3 \quad (6.6)$$

di mana,

M = massa

V = kecepatan

dan subskrip 1, 2, dan 3 berturut-turut menyatakan udara segar masuk ke dalam ruangan, udara ruangan yang terinduksi, dan udara campuran yang terjadi. Dalam praktek, V_2

Tabel 6.1 Kecepatan keluar yang disarankan.

Aplikasi	Kecepatan keluar (m/s)
Tempat tinggal, apartemen, gereja, kamar tidur di hotel, kantor pribadi	2,5–3,75
Studio siaran radio	1,5–2,5
Gedung umum	5,0–6,25
Gedung bioskop	5,0
Gudang-lantai atas	7,5
Gudang lantai utama	10,0

boleh dianggap sama dengan nol dan berat jenis udara dapat dianggap konstan. Dengan demikian,

$$Q_1 V_1 = (Q_1 + Q_2) V_3 \quad (6.7)$$

di mana,

Q_1 , Q_2 = berturut-turut menyatakan volume udara masuk ke dalam ruangan dan volume udara ruangan terinduksi.

Campuran udara yang terjadi itu biasanya dinamai jet. Udara yang masuk ke dalam ruangan melalui lubang keluar jenis axial dapat dianalisa lebih lanjut dengan menggunakan teori jet. Menurut teori tersebut, profil kecepatan dari udara yang disemburkan ke dalam ruangan akan berubah sepanjang jarak yang telah ditempuh, sejak meninggalkan lubang. Pada umumnya, ada empat daerah ekspansi jet yang terjadi, yaitu:

1) Daerah 1. Daerah 1 adalah daerah di mana kecepatan sumbu arus udara V_x sama dengan kecepatan udara keluar lubang. Daerah tersebut meliputi jarak dua sampai tiga kali diameter lubang (d) dari lubang keluar.

2) Daerah 2. Daerah 2 meliputi daerah di mana kecepatan sumbu arus udara berbanding berbalik dengan akar dari jarak X dari lubang keluar.

3) Daerah 3. Daerah 3 meliputi daerah di mana kecepatan sumbu arus udara berbanding berbalik dengan jarak X dari lubang keluar. Untuk penyegaran udara, daerah 3 meliputi jarak $X = 10 - 2100 d$.

4) Daerah 4. Daerah 4 meliputi daerah di mana kecepatan sumbu arus udara dipengaruhi oleh dinding atau arus udara yang terjadi di dalam ruangan. Aliran udara akan berkurang dan kecepatannya menjadi nol.

Jika V_x (m/s) adalah kecepatan sumbu arus udara di dalam daerah 3 yang akan dipergunakan untuk penyegaran udara, X (m) adalah jarak dari titik yang bersangkutan dari lubang keluar, maka

$$V_x = \frac{K_1}{X} \frac{Q_1}{\sqrt{A_c C_d R_{fa}}} \quad (6.8)$$

di mana,

Q_1 = volume udara keluar (= masuk ke dalam ruangan), (m^3/s)

A_c = luas penampang nominal dari lubang keluar (m^2)

C_d = koefisien pengeluaran dari lubang keluar ($\approx 0,6-0,9$)

R_{fa} = perbandingan luas penampang bebas terhadap penampang nominal

K_1 = konstanta proporsionalitas dari lubang keluar (Lihat Tabel 6.2)

Jika X dalam persamaan (6.8) diganti dengan jarak lemparan L , yaitu jarak antara lubang keluar dan titik di mana tercapai $V_x = 0,25$ m/s, maka akan diperoleh

Tabel 6.2 Harga K_1 yang disarankan.

Jenis lubang keluar	$v_0 = 2,5$ -5 m/s	$v_0 = 10$ -50 m/s
Lubang bebas		
Lingkaran atau bujur sangkar	5,7	7,0
Segi empat, perbandingan aspek besar (<40)	4,9	6,0
Celah anular atau radial	3,9	4,8
Terali dan kisi-kisi		
Luas penampang bebas 40% atau lebih	4,7	5,7
Panel berlubang-lubang		
Luas penampang bebas 3 sampai 5%	3,0	3,7
Luas penampang bebas 10 sampai 20%	4,0	4,9

$$L = X = \frac{K_1}{0,25} \frac{Q_1}{\sqrt{A_c C_d R_{fa}}} \quad (6.9)$$

Jika sebagian besar dari beban kalor terjadi di bagian ruangan yang berhadapan dengan lubang keluar, maka jarak lemparan dapat diambil 75% dari jarak antara lubang keluar dan tembok yang berhadapan dengan lubang tersebut.

Perbandingan pemasukan r dari jet berpenampang lingkaran adalah,

$$r = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = \frac{2}{K_1} \frac{L}{\sqrt{A_c C_d R_{fa}}} \quad (6.10)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (6.9) ke dalam persamaan (6.10), dapat diperoleh,

$$r = \frac{8Q_1}{A_c C_d R_{fa}} \quad (6.11)$$

Jarak jatuh atau jarak naik dari jet horisontal Y (m) dapat dihitung dengan persamaan,

$$Y = 0,42 \frac{\beta g \Delta t L^3}{K_1 V_0^2 d} \quad (6.12)$$

di mana,

β = koefisien ekspansi udara ($= 1/(273 + t)$)

Δt = selisih temperatur udara masuk ke dalam ruangan dan temperatur udara ruangan, ($^{\circ}\text{C}$)

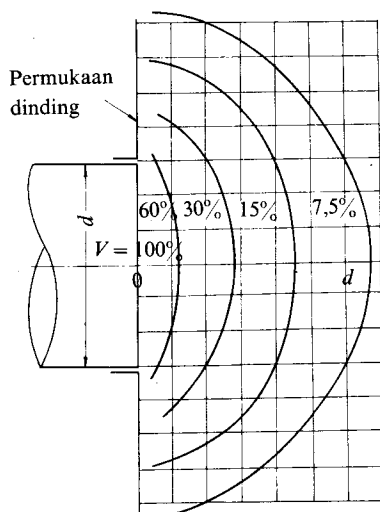
g = percepatan gravitasi $\approx 9,8 \text{ m/s}^2$

$V_0 = G/A_c$ kecepatan nominal udara masuk ke dalam ruangan (m/s)

d = diameter lubang keluar (m)

6.2.3 Distribusi Udara di Sekitar Lubang Isap

Kecepatan udara di sekitar lubang isap, seperti terlihat pada Gbr. 6.10, turun dengan cepat sesuai dengan jarak dari lubang isap. Dalam keadaan di mana lubang isap terletak pada dinding tanpa ada hambatan di sekitarnya. Hubungan antara kecepatan rata-rata udara pada permukaan lubang isap V_c m/s dan kecepatan sumbu arus udara V_x m/s dapat dituliskan sebagai



Gbr. 6.10 Distribusi udara dekat pada lubang isap. V adalah kecepatan rata-rata udara masuk ke dalam lubang isap.

$$\frac{V_x}{V_c} = \frac{1,3}{10 \left(\frac{X^2}{A_c} \right) + 1} \quad (6.13)$$

di mana,

X = jarak axial dari lubang isap (m)

A_c = luas penampang lubang isap (m^2)

Lubang isap pada umumnya dipasang dekat pada daerah yang ditempati (*occupants zone*). Untuk mencegah kebisingan, sebaiknya diusahakan agar kecepatan isap tidak terlalu tinggi. Tabel 6.3 memberikan batas kecepatan isap yang diperbolehkan.

Tabel 6.3 Kecepatan udara masuk lubang isap yang disarankan.

Lokasi lubang isap (dengan terali)	Kecepatan melalui lubang isap (berdasarkan gross area), m/s
Di atas daerah yang dipakai (occupied zone)	4 ke atas
Dalam daerah yang dipakai	
—agak jauh dari tempat duduk	3–4
—dekat tempat duduk	2–3
Pintu atau dinding	1–1,5
Bagian bawah dari pintu	1–1,5

Untuk ruangan pertemuan di mana terdapat banyak orang berkumpul, juga bagi ruangan di mana banyak orang merokok, beberapa lubang isap juga dipasang pada langit-langit untuk mempermudah asap keluar dari ruangan. Lubang isap jenis jamur yang diletakkan di lantai, cenderung mengisap debu yang ada di lantai. Oleh karena itu jika udara ruangan yang diisap itu hendak disirkulasikan dan dipergunakan kembali sebaiknya tidak dipergunakan lubang isap jenis jamur.

6.2.4 Distribusi Udara di dalam Ruangan dan Tingkat Kenyamanan

Udara segar yang dimasukkan melalui lubang isap bertemperatur dan berkelembapan

baban rendah (dalam hal pendinginan), atau bertemperatur dan berkelembaban tinggi (dalam hal pemanasan), dan berbeda dengan temperatur dan kelembaban udara ruangan. Apabila udara segar mencapai daerah yang dipakai untuk melaksanakan kegiatan, serta menginduksi udara ruangan, maka efek penyegaran udara akan dicapai apabila kecepatannya turun menjadi 0,12–0,25 m/s dan temperatur serta kelembabannya menjadi hampir sama dengan kondisi udara ruangan. Oleh karena itu, apabila terjadi perbedaan temperatur daerah yang dipakai (*occupants zones*) lebih tinggi dari pada 1,5°C, maka akan terjadi fluktuasi temperatur di daerah tersebut; apalagi apabila kecepatan udara daerah yang dipergunakan turun menjadi 0,1 m/s atau lebih rendah sehingga tidak terasa ada gerakan udara, maka akan terjadi keadaan tidak nyaman. Sebaliknya, kecepatan udara masuk ruangan yang terlalu tinggi selain akan menyebabkan kebisingan, akan memberikan rasa tarikan (*draft*). Tarikan dingin* (*cold draft*) menggambarkan adanya gerakan udara dingin yang terjadi karena adanya arus udara masuk ke dalam ruangan. Pada musim dingin dinding ruangan menjadi dingin sehingga udara ruangan dekat pada dinding atau jendela akan menjadi dingin pula. Dengan adanya arus udara yang masuk ke dalam ruangan, udara dingin tersebut akan mengalir ke bawah. Selanjutnya, udara dingin akan bergerak sepanjang lantai. Gerakan udara dingin seperti itu akan menimbulkan rasa tidak nyaman. Jika tarikan dingin yang terjadi cukup besar, sebaiknya dipergunakan radiator untuk memanaskan udara yang dipasang di bawah jendela.

Udara yang terisap masuk melalui lubang isap berangsur-angsur berkurang kecepatannya pada waktu menjauhi lubang isap. Dengan demikian, boleh dikatakan bahwa lokasi dari lubang isap relatif terhadap lubang udara masuk ke dalam ruangan, tidak akan banyak pengaruhnya terhadap distribusi udara di dalam ruangan. Apabila hendak diketahui distribusi udara ruangan, biasanya pemeriksaan terhadap gerakan udara dari lubang keluar dan lubang isap dilakukan secara terpisah. Di samping itu, pengukuran terhadap temperatur dan kecepatan udara yang mencapai daerah ruangan yang ditempati perlu dilakukan dengan cermat. Hendaknya diingat pula bahwa apabila kecepatan udara masuk ke lubang isap terlalu besar atau apabila luas lubang isap terlalu besar, maka orang yang berada di dekat lubang isap akan merasakan adanya tarikan dingin (*cold draft*).

Jika di dalam ruangan terdapat beberapa lubang keluar, hendaknya diusahakan agar dapat diperoleh distribusi udara yang uniform, supaya tidak terjadi aliran udara yang besar karena interferensi udara keluar.

6.3 Rancangan Saluran Udara

6.3.1 Susunan Saluran Udara

Pipa yang mengalirkan udara dari mesin penyegar udara ke lubang keluar, dari lubang isap ke mesin penyegar udara, atau mengalirkan udara atmosfer masuk ke mesin penyegar udara, dinamai saluran udara.

Sistem saluran udara antara mesin penyegar udara dan lubang keluar atau lubang isap, dibagi menjadi tiga golongan, yaitu:

Catatan:

*Tarikan dingin menunjukkan adanya kondisi yang memberikan rasa dingin lokal, sebagai akibat radiasi kalor melebihi normal. Hal tersebut terakhir terjadi karena distribusi temperatur udara ruangan yang tidak rata atau karena adanya arus udara di dalam ruangan, terutama arus udara dingin atau arus kecepatan tinggi.

(1) Sistem saluran udara peti

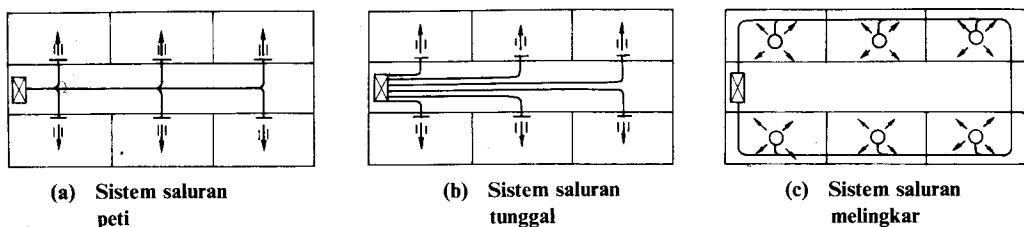
Seperti terlihat pada Gbr. 6.11 (a), sistem saluran udara ini menghubungkan mesin penyegar udara dan lubang keluar. Sistem ini sangat populer. Jika dibandingkan dengan sistem yang lain, sistem ini mudah dibuat, sederhana pemasangannya dan tidak banyak ruangan yang diperlukan; dengan demikian biaya pemasangannya pun lebih murah.

(2) Sistem saluran udara tunggal

Pada sistem ini, seperti terlihat pada Gbr. 6.11 (b), setiap lubang keluar dihubungkan dengan mesin penyegar udara oleh satu saluran. Sistem saluran tunggal banyak dipergunakan pada sistem penyegaran udara jenis daerah-ganda (multi-zone) atau apabila hendak dipakai penyegar udara jenis paket yang dipasang di tengah-tengah ruangan. Dengan sistem ini pemasukan udara ke dalam ruangan, melalui setiap lubang keluar, dapat diatur dengan mudah. Namun, biaya pemasangannya lebih mahal; di samping itu, diperlukan ruangan yang lebih besar untuk memungkinkan penempatan saluran udara.

(3) Sistem saluran udara melingkar

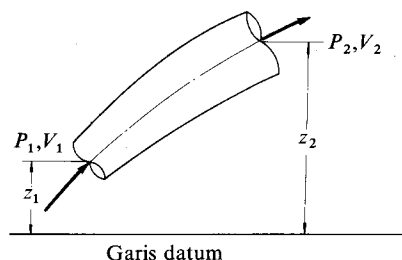
Seperti terlihat pada Gbr. 6.11 (c), sistem saluran melingkar menggunakan sebuah saluran yang menghubungkan dua saluran utama. Sistem ini banyak dipergunakan dalam industri atau rumah tinggal. Hal tersebut disebabkan karena sistem ini mampu mengkompensasikan ketidak seimbangan aliran udara melalui lubang isap yang terdekat pada ujung saluran, atau apabila jumlah udara segar yang tersedia terlampaui kecil. Namun, sistem ini hendaknya tidak dipergunakan untuk melayani ruangan dengan beban kalor yang berbeda-beda karakteristiknya, misalnya pada bagian timur/barat atau utara/selatan dari bangunan.



Gbr. 6.11 Susunan saluran.

6.3.2 Tekanan Statik dan Tekanan Dinamik

Apabila udara mengalir di dalam saluran, seperti terlihat pada Gbr. 6.12, maka hubungan tingkat keadaan udara pada dua tempat di dalam saluran tersebut dapat dinyatakan dengan persamaan tersebut di bawah ini.



Gbr. 6.12 Aliran dalam pipa.

$$P_1 + \frac{\gamma}{2g} V_1^2 + z_1 \gamma = P_2 + \frac{\gamma}{2g} V_2^2 + z_2 \gamma + \Delta P_e \quad (6.14)$$

di mana,

P = tekanan (kg/m^2 atau $\text{mm H}_2\text{O}$)

V = kecepatan udara (m/s)

z = tinggi dari garis datum (m)

γ = berat jenis udara (kg/m^3)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

ΔP_e = kerugian tekanan yang terjadi apabila udara mengalir di antara dua buah titik pada saluran (kg/m^2 atau $\text{mm H}_2\text{O}$)

Sedangkan subskrip 1 dan 2 berturut-turut menyatakan tingkat keadaan pada titik yang bersangkutan. Persamaan (6.14) di atas dinamai hukum Bernoulli yang diturunkan dari persamaan energi yang umum untuk proses aliran tunak (*steady*), dan berlaku baik untuk fluida inkompresibel maupun fluida nonviskos.

Bagi saluran udara yang dipergunakan pada sistem penyegaran udara pada umumnya, suku-suku yang mengandung faktor z (= energi potensial per satuan berat) dalam persamaan (6.14) dapat diabaikan. Dengan demikian dapat diperoleh hubungan,

$$P_1 + \frac{\gamma}{2g} V_1^2 = P_2 + \frac{\gamma}{2g} V_2^2 + \Delta P_e \quad (6.15)$$

di mana,

$P = P_s$ = tekanan statik

$\frac{\gamma V^2}{2g} = P_v$ = tekanan dinamik

$P + \frac{\gamma V^2}{2g} = P_t$ = tekanan total

dan subskrip 1 dan 2 berturut-turut menyatakan tingkat keadaan udara pada tempat 1 dan tempat 2 di dalam saluran.

Dengan memasukkan berat jenis udara standar (temperatur bola kering = 20°C , kelembaban relatif = 60%) sama dengan $1,20 \text{ kg/m}^3$, dan $g = 9,8 \text{ m/s}^2$, ke dalam persamaan 6.12, maka tekanan dinamik

$$P_v = \frac{1,2}{2 \times 9,8} V^2 \simeq \left(\frac{V}{4,05} \right)^2 (\text{kg/m}^2) \quad (6.16)$$

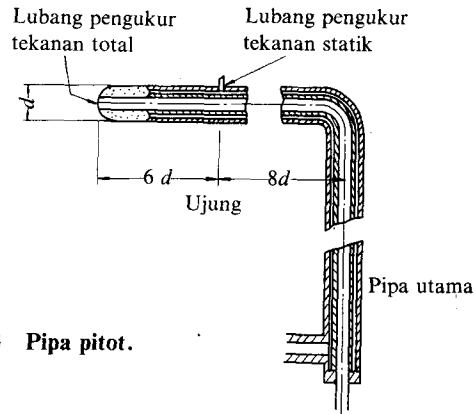
Tekanan tersebut pada persamaan (6.16) dapat pula dinyatakan dalam mmH_2O . Tekanan statik dan tekanan dinamik dari arus udara dapat diukur dengan pitot tube, seperti terlihat pada Gbr. 6.13.

Maka dari persamaan (6.16), dengan mengetahui P_t dan P_s dari hasil pengukuran pitot tube, dapat dihitung

$$V = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_t - P_s)} (\text{m/s}) \quad (6.17)$$

$$\simeq 4,05 \sqrt{(P_t - P_s)} \quad (6.18)$$

Dalam hal di atas, tekanan statik dari aliran udara dapat pula diukur melalui lubang pada dinding saluran udara, yang tegak lurus pada arah aliran udara. Tepi lubang tersebut harus dibulatkan; karena apabila tidak demikian, akan terjadi gangguan pada aliran udara di sekitar lubang yang bersangkutan.



Gbr. 6.13 Pipa pitot.

6.3.3 Tahanan Gesek dalam Saluran Udara

Udara yang mengalir di dalam saluran akan mengalami tahanan gesek. Tahanan gesek tersebut juga akan terjadi pada belokan dan cabang saluran, yang terutama disebabkan karena adanya arus eddy. Untuk mengalirkan udara melalui saluran, diperlukan daya supaya dapat mengatasi tahanan aliran tersebut. Dengan demikian tekanan udara akan berkurang sepanjang alirannya di dalam saluran.

Tahanan aliran yang terjadi karena gesekan dan tahanan aliran karena perubahan arah aliran atau karena perubahan luas penampang saluran, dinamai tahanan lokal (*local resistance*) atau kerugian dinamik (*dynamic loss*).

Pada umumnya, tahanan gesek dari pipa (lingkaran) lurus dapat dihitung dengan persamaan Darcy-Weisbach,

$$\Delta P_f = \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma}{2g} V^2 \quad (6.19)$$

di mana,

P_f = kerugian tekanan karena adanya tahanan gesek, (kg/m² atau mm H₂O)

d = diameter pipa, (m)

l = panjang pipa (m)

λ = koefisien gesekan dari pipa

V = kecepatan rata-rata dalam pipa (m/s)

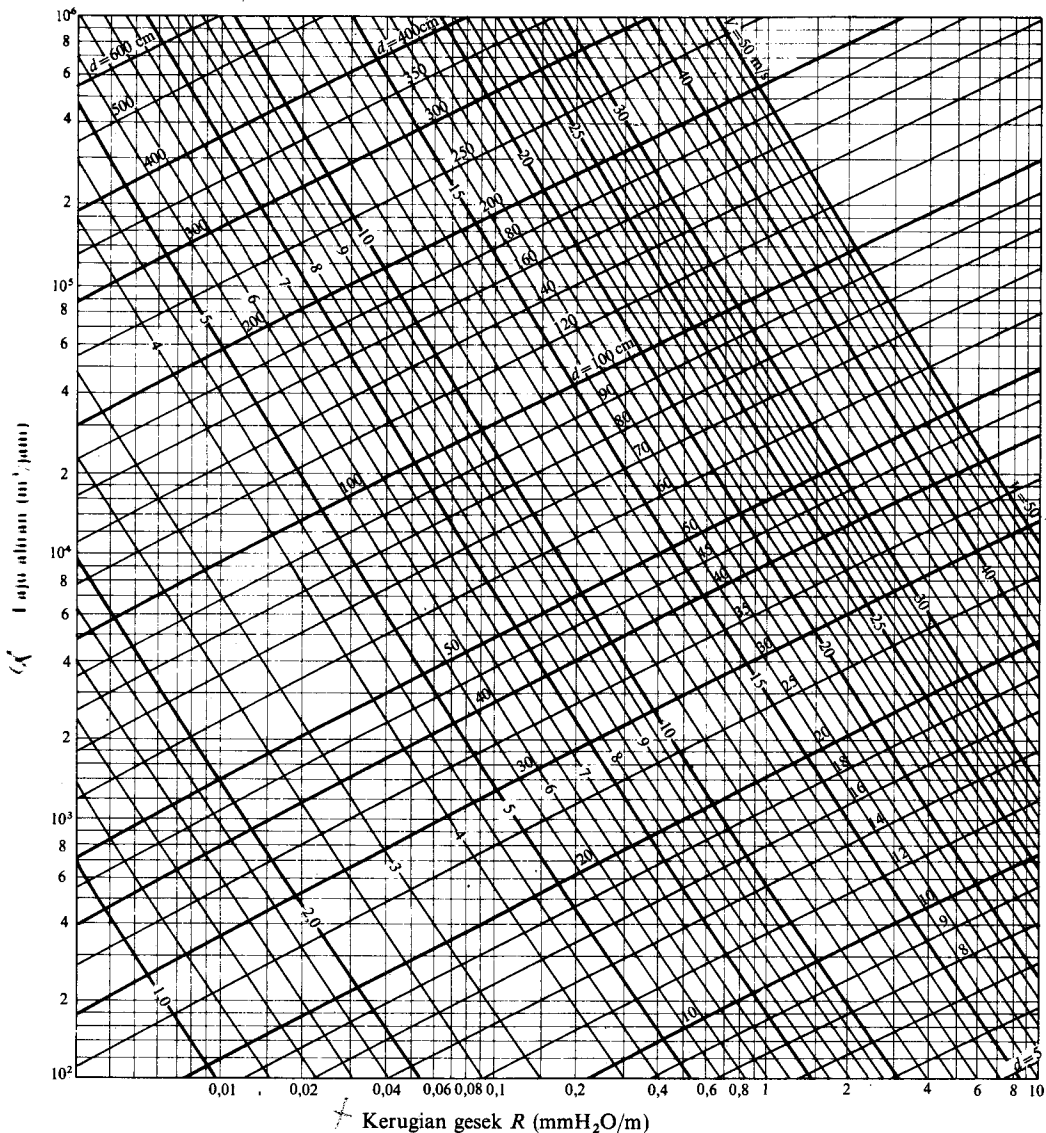
Udara yang mengalir di dalam saluran udara untuk penyegaran udara dapat merupakan aliran turbulen. Diagram yang memberikan laju aliran, tahanan gesek, dan sebagainya, di dalam saluran udara dinamai diagram gesekan dalam saluran udara. Gbr. 6.14 menunjukkan diagram gesekan dalam saluran udara dari udara standar (tekanan 760 mm Hg; temperatur bola kering 20°C; kelembaban relatif 60%) yang mengalir di dalam pipa (lingkaran) terbuat dari pelat baja yang digalvanisasi (kekasaran absolut dan permukaan dalam $\varepsilon = 0,18$ mm)

Pada sistem penyegaran udara banyak dipergunakan pipa berpenampang segi-empat maupun lingkaran. Tahanan gesek dari saluran udara segi-empat dapat ditetapkannya dengan menggunakan diameter ekuivalen dari saluran segiempat d_e , yang besarnya kira-kira

$$d_e = 1,30 \left[\frac{(ab)^5}{(a+b)^2} \right]^{1/8} \quad (6.20)$$

di mana,

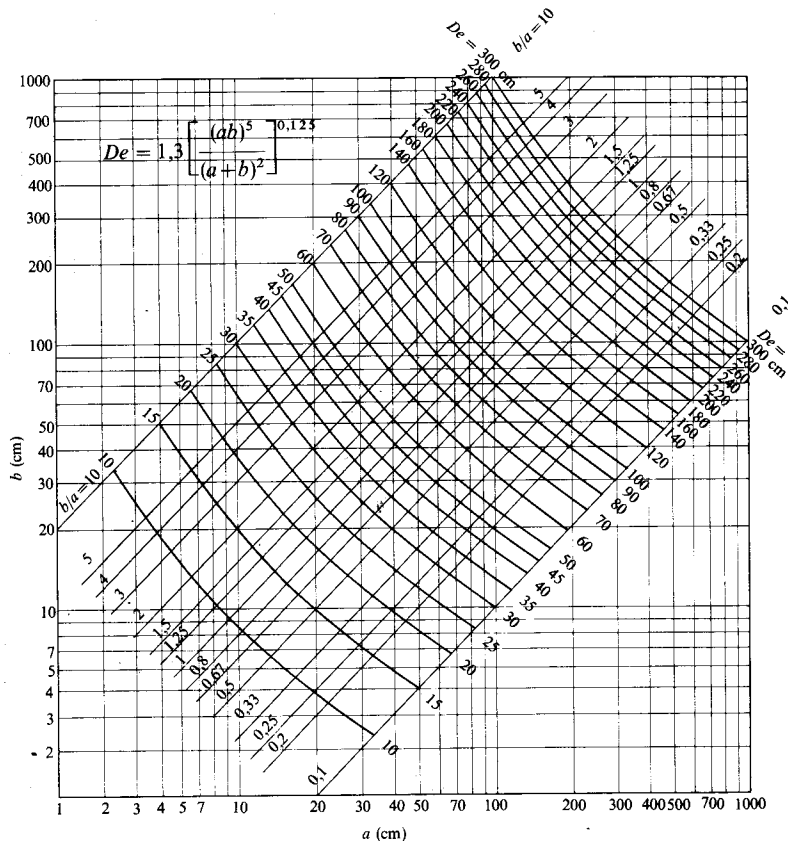
d_e = diameter ekuivalen dari saluran segi-empat (mm atau cm)



Gbr. 6.14 Kerugian gesek dalam pipa udara berpenampang lingkaran (20°C , 60%, 760 mmHg).

a dan b = berturut-turut adalah panjang sisi dari saluran segi empat (mm atau cm) Dengan mengetahui d_e dan volume udara mengalir per satuan waktu, tahanan gesek dari saluran segi-empat dapat diperoleh dengan menggunakan Gbr. 6.15. Namun, perlu diperhatikan bahwa besarnya laju aliran udara yang diperoleh dari diagram tersebut tidak menyatakan secara tepat kecepatan udara dalam saluran segi-empat. Gbr. 6.15 memberikan harga d_e yang diperoleh dari persamaan (6.20), untuk harga a dan b yang ditetapkan.

Contoh 1: Udara mengalir di dalam saluran berpenampang lingkaran dengan laju aliran sebesar $10.000 \text{ m}^3/\text{jam}$ dan kecepatan 10 m/s . Tentukan diameter ekivalen dan tahanan gesek per satuan panjang saluran udara.



Gbr. 6.15 Diameter ekuivalen saluran berpenampang segi empat.

Jawab: Dari Gbr. 6.14, titik potong garis horisontal yang menyatakan laju aliran udara $10.000 \text{ m}^3/\text{jam}$ dan garis kecepatan udara 10 m/s , terletak pada garis yang menyatakan harga $d \approx 60 \text{ cm}$. Selanjutnya, dengan menarik garis vertikal melalui titik potong tersebut di atas, akan diperoleh besarnya tahanan gesek per meter panjang saluran $R \approx 0,17 \text{ mm H}_2\text{O/m}$.

Contoh 2: Tentukan ukuran saluran udara berpenampang segi-empat dengan perbandingan aspek (*aspect ratio*) sama dengan satu, yang ekuivalen dengan pipa berpenampang lingkaran tersebut dalam Contoh 1.

Jawab: Dari Gbr. 6.15, dapat diperoleh titik potong antara garis $b/a = 1,0$ dan garis $d_e = 60 \text{ cm}$. Dengan menarik garis vertikal dan garis horisontal melalui titik tersebut, berturut-turut dapat diperoleh titik potong dengan absisa $a = 55 \text{ cm}$, dan dengan ordinata $b = 55 \text{ cm}$.

Dengan demikian, kecepatan udara dalam saluran tersebut dapat dihitung

$$V = \frac{10000}{0,55 \times 0,55 \times 3600} \approx 9,2 \text{ m/s}$$

Harga kecepatan tersebut di atas berbeda dengan kecepatan udara dalam saluran berpenampang lingkaran, seperti dihasilkan dalam perhitungan pada Contoh 1, yaitu sebesar 10 m/s.

Koefisien gesekan dalam pipa, λ , adalah fungsi dari bilangan Reynolds Re dan kekasaran relatif dari pipa, ε/d .

Bilangan Reynolds adalah parameter tanpa satuan,

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \quad (6.21)$$

di mana,

V = kecepatan rata-rata udara di dalam saluran (m/s)

d = diameter saluran (m)

ν = viskositas dinamis dari udara (m^2/s); (Lihat Tabel 6.4)

Tabel 6.4 Viskositas dinamis dari udara dan air.

Temperatur (°C)	0	20	40	60	80	100
ν udara (m^2/detik)	$13,2 \times 10^{-6}$	15,0	16,9	18,8	20,9	23,0
ν air (m^2/detik)	$1,79 \times 10^{-6}$	1,01	0,66	0,48	0,27	0,29

Tabel 6.5 Kekasaran absolut dari beberapa permukaan saluran.

Material	ε (mm)
Pipa halus (tembaga atau kaca)	0,0015
Pipa baja	0,045–0,15
Pipa baja galvanisasi	0,15
Pipa besi tempa	0,25
Pipa baja	0,15–0,20
Pipa beton	1,0–3,0

Kekasaran relatif ε/d adalah kekasaran rata-rata permukaan dalam dari saluran. Tabel 6.5 memberikan beberapa harga kekasaran absolut permukaan pipa.

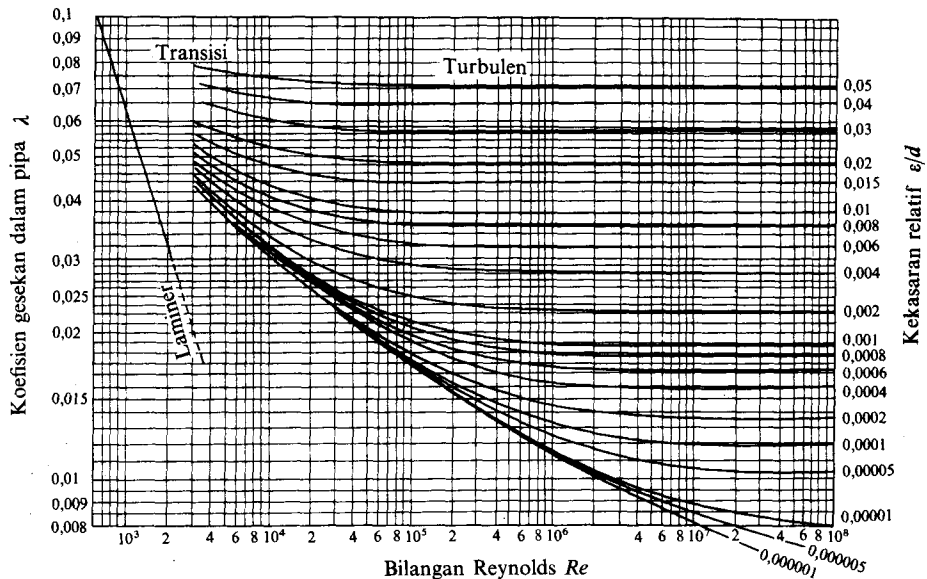
Blasius dan Nikuradse melaporkan hasil penelitiannya tentang λ . Untuk aliran laminar, yaitu untuk $Re \leq 2300$,

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (6.22)$$

Sedangkan untuk aliran turbulen, yaitu kira-kira di daerah $Re \geq 10.000$, dapat dipergunakan persamaan Moody berikut ini berdasarkan berbagai studi dan eksperimen yang dilakukannya,

$$\lambda = 0,0055 \left[1 + \left(20000 \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (6.23)$$

Persamaan (6.22) dan (6.23) di atas dinyatakan dalam bentuk grafik tersebut pada Gbr 6.16, yang dikenal dengan nama diagram koefisien gesekan dari Moody. Gbr 6.14 dilukis berdasarkan persamaan 6.23 atau Gbr.6.16. Untuk pipa berpenampang lain dari



Gbr. 6.16 Diagram Moody.

pada pipa, λ dapat dihitung dengan terlebih dahulu menghitung radius hidrolis

$$m = \frac{\text{Luas penampang saluran pipa}}{\text{Panjang perimeter pipa}} \quad (6.24)$$

Kemudian Re dapat diperoleh dengan mensubstitusikan $d = 4$ m ke dalam persamaan (6.21).

Demikian juga persamaan (6.20) adalah rumus empirik yang diperoleh atas dasar definisi yang diberikan oleh persamaan 6.24 dan hasil eksperimen terhadap koefisien gesekan.

6.3.4 Tahanan Aliran Lokal

Tahanan aliran lokal dari saluran dapat dinyatakan dengan kerugian tekanan yang disebabkan oleh arus eddy lokal. Arus tersebut terakhir disebabkan karena terjadinya perubahan arah aliran, penyempitan atau perluasan saluran, maupun kombinasinya. Tidak terlampau mudah menetapkan secara teori besarnya kerugian tekanan karena tahanan aliran total; pada umumnya kerugian tekanan tersebut ditetapkan berdasarkan data koefisien tahanan lokal yang diperoleh dari eksperimen.

Besarnya kerugian tekanan karena tahanan lokal ΔP_d , dapat dinyatakan sebagai:

$$\Delta P_d = \zeta_T \frac{\gamma}{2g} V_1^2 = \zeta'_T \frac{\gamma}{2g} V_2^2 \quad (6.25)$$

di mana,

ΔP_d = kerugian tekanan karena tahanan lokal (kg/m^2 atau $\text{mm H}_2\text{O}$)

ζ_T = koefisien tahanan lokal untuk kondisi arus atas (*upstream*), di mana kecepatan udara adalah V_1 (m/s) dan pada tekanan totalnya

ζ'_T = koefisien tahanan lokal untuk kondisi arus bawah (*downstream*), di mana kecepatan udara adalah V_2 (m/d) dan pada tekanan total yang bersangkutan.

Persamaan tersebut di atas telah pula memperhitungkan perubahan tekanan statik yang terjadi karena adanya perubahan kecepatan, misalnya karena perubahan luas penampang saluran. Di samping itu, penurunan tekanan statik ΔP_s kadang-kadang dipakai pula untuk menunjukkan perbedaan tekanan di bagian aliran atas dan aliran bawah, karena adanya tahanan lokal. Jadi, perubahan tekanan statik yang terjadi bukan karena adanya perubahan tekanan dinamik, yang dapat terjadi karena perubahan kecepatan pada tekanan statik yang bersangkutan, adalah

$$\Delta P_s = \zeta_s \frac{\gamma}{2g} V_1^2 = \zeta'_s \frac{\gamma}{2g} V^2 \quad (6.26)$$

di mana,

ζ_s dan ζ'_s = koefisien tahanan lokal sesuai dengan tekanan statis yang bersangkutan berturut-turut pada kondisi arus atas dan arus bawah.

Hubungan antara ζ_T dan ζ_s adalah sebagai berikut

$$\zeta_T = \zeta_s + 1 = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \quad (6.27)$$

Untuk belokan siku, di mana tidak terjadi perubahan kecepatan koefisien tahanan lokal $\zeta_T = \zeta_s$.

Apabila kerugian tahanan lokal sama dengan kerugian tahanan gesek, maka dengan menyamakan persamaan (6.19) dan persamaan (6.20), akan diperoleh hubungan

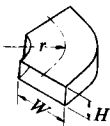
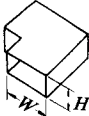
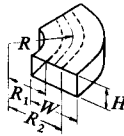
$$l_e = \frac{\zeta_T}{\lambda} d \quad (6.28)$$

di mana,

l_e = panjang ekivalen dari pipa dengan tahanan lokal yang sama

Tabel 6.6 memberikan koefisien tahanan dari berbagai tahanan lokal dalam besaran ζ_T atau l_e

Tabel 6.6 Koefisien tahanan lokal dari beberapa fitting saluran udara.

Nama	Ilustrasi	Rumus	Koefisien tahanan				
			H/W	$r/W=0,5$	0,75	1,0	1,5
(1) Siku segi empat (90°)		$\Delta p_T = \lambda \frac{l_e}{d} \times \frac{V^2}{2g} \gamma$	0,25	$l_e/W=25$	12	7	3,5
			0,5	33	16	9	4
			1,0	45	19	11	4,5
			4,0	90	35	17	6
(2) Siku segi empat (90°)		dito	$H/W = 0,25$	$l_e/W = 25$			
			0,5	49			
			1,0	75			
			4,0	110			
(3) Siku segi empat dengan sudu kecil		$\Delta p_T = \zeta \frac{V^2}{2g} \gamma$	R/W	R_1/W	R_2/W	ζ	
			0,5	0,2	0,4	0,45	
			0,75	0,4	0,7	0,12	
			1,0	0,7	1,0	0,10	
			1,5	1,3	1,6	0,15	

Nama	Ilustrasi	Rumus	Koefisien tahanan					
(4) Siku segi empat dengan sudu kecil		dito	Sudu pelat Sudu profil	$\zeta = 0,35$ $\zeta = 0,10$				
(5) Siku dari saluran berpenampang lingkaran		$\Delta p_T = \lambda \frac{l_e}{d} \times \frac{V^2}{2g}$	$R/d = 0,75$ 1,00 1,5 2,0	$l_e/d = 23$ 17 12 10				
(6) Siku dari saluran berpenampang lingkaran		dito	R/d	0,5	1,0	1,5	2,0	
			2-piece 3-piece 4-piece 5-piece	$l_e/d = 65$ 49	65 21 19 17	65 17 14 12	65 17 12 9,7	
(7) Ekspansi berangsur		$\Delta p_T = \zeta \frac{V^2}{2g}$ $\times (V_1 - V_2)^2$	$\theta = 5^\circ$ $\zeta = 0,17$	10 0,28	20 0,45	30 0,59	40 0,73	
(8) Kontraksi berangsur		$\Delta p_T = \zeta \frac{V_2^2}{2g}$	$\theta = 30^\circ$ $\zeta = 0,02$		45° 0,04		60° 0,07	
(9) Penyambungan saluran cabang (penampang lingkaran)		Saluran lurus (1 → 2) $\Delta p_T = \zeta_1 \frac{V_1^2}{2g}$ Saluran cabang (1 → 3) $\Delta p_T = \zeta_B \frac{V_3^2}{2g}$	V_2/V_1 ζ_1	0,3 0,09	0,5 0,075	0,8 0,03	0,9 0	
			V_3/V_1 ζ_B	0,2 28,0	0,4 7,50	0,6 3,7	0,8 2,4	1,0 1,8
						1,2 1,5		
(10) Penyambungan saluran cabang (kerucut)		Saluran lurus (1 → 2) Saluran cabang (1 → 3) $\Delta p_T = \zeta_B \frac{V_3^2}{2g}$	Sama dengan pipa lurus (12)					
			V_3/V_1 ζ_B	0,6 1,96	0,7 1,27	0,8 0,97	1,0 0,50	1,2 0,37
			Angka-angka di atas menunjukkan keadaan di mana $A_1/A_2 = 8,2$. Apabila $A_1/A_2 = 2$, hendaknya digunakan angka-angka yang 30% lebih besar.					
(11) Penyambungan saluran cabang (fitting Y)		Saluran lurus (1 → 2) $\Delta p_T = \zeta_1 \frac{V_1^2}{2g}$ Saluran cabang (1 → 3) $\Delta p_T = \zeta_B \frac{V_3^2}{2g}$	$\zeta = 0,05-0,06$ (Kerugian tekanan diabaikan)					
			V_3/V_1 $A_1/A_3 = 1$ 3,0 8,2	0,4 3,2 3,7 —	0,6 1,02 1,4 —	0,8 0,52 0,75 0,79	1,0 0,47 0,51 0,57	1,2 — 0,42 0,47

Nama	Ilustrasi	Rumus	Koefisien tahanan						
(12) Penyambungan saluran cabang (saluran penampang segi empat)		Saluran lurus (1 → 2) $\Delta p_T = \zeta_B \frac{V_1^2}{2g}$	Dalam hal $V_2/V_1 < 1,0$, kerugian tekanan dapat diabaikan. Dalam hal $V_2/V_1 \geq 1,0$ $\zeta = 0,46 - 1,24x + 0,93x^2$ $x = \left(\frac{V_3}{V_1}\right) \times \left(\frac{a}{b}\right)^{1/4}$						
		Saluran cabang $\Delta p_T = \zeta_B \frac{V_1^2}{2g}$	x ζ_B	0,25 0,3	0,5 0,2	0,75 0,3	1,0 0,4	1,25 0,65	
		di mana $x = \left(\frac{V_1}{V_3}\right) \times \left(\frac{a}{b}\right)^{1/4}$							
(13) Penggabungan saluran udara (penampang segi empat)		Saluran lurus (1 → 3) $\Delta p_T = \zeta_B \frac{V_3^2}{2g}$	V_1/V_3 $A_1/A_2 = 0,75$	0,4 -1,2	0,6 -0,3	0,8 0,35	1,0 0,8	1,2 1,1	1,5 —
		Pipa kombinasi (2 → 3) $\Delta p_T = \zeta_B \frac{V_3^2}{2g}$	V_2/V_3 ζ_B	0,4 -1,30	0,6 -0,90	0,8 -0,5	1,0 0,1	1,2 0,55	1,5 1,4

6.3.5 Menentukan Ukuran Saluran Udara

Sebelum menentukan ukuran saluran, terlebih dahulu harus ditetapkan lokasi lubang keluar dan lubang isap dari sistem penyegaran udara, dan jumlah udara yang akan dipergunakan. Kemudian tetapkan lokasi mesin penyegar udara dan jaringan penyaluran udara yang paling sederhana tetapi efektif. Setelah itu baru ditetapkan ukuran dan komponen saluran udara yang bersangkutan. Ada empat cara menentukan ukuran utama dari saluran udara.

(1) Metoda kecepatan sama

Dari semua metoda perancangan saluran udara, metoda kecepatan sama adalah yang paling sederhana. Dengan memilih kecepatan udara dalam saluran utama dan saluran cabang yang direkomendasikan dalam Tabel 6.6, maka ukuran saluran dapat ditetapkan dengan mudah. Namun, biasanya diusahakan agar kecepatan udara dapat diturunkan, tergantung pada jarak dari lubang buang atau lubang isap kipas udara. Oleh karena itu metoda ini juga dinamai metoda penurunan kecepatan.

Kerugian tekanan maximum yang diperbolehkan haruslah disesuaikan dengan tekanan statik yang dapat dihasilkan oleh kipas udara. Oleh karena itu, kecepatan udara dapat dimodifikasikan sedemikian rupa sehingga kerugian tekanan masih dapat diatasi oleh tekanan statik dari udara masuk ke dalam saluran yang bersangkutan. Dengan demikian metoda ini hanya direkomendasikan untuk diterapkan pada sistem saluran udara yang sederhana atau yang dirancang oleh perancang yang sudah berpengalaman.

(2) Metoda tahanan gesek sama

Dengan metoda ini ukuran saluran ditetapkan agar kerugian per satuan panjang saluran sama besarnya. Biasanya sistem saluran udara dirancang dengan kerugian gesek per meter panjang saluran sebesar 0,1–0,2 mm H₂O. Saluran udara yang hampir sama panjangnya tidak memerlukan pengaturan jumlah aliran. Jika dipergunakan saluran yang berbeda ukuran, maka saluran yang lebih pendek hendaknya dilengkapi dengan damper.

Modifikasi dari metoda ini adalah dengan menggunakan metoda tekanan konstan untuk saluran utama. Dalam hal tersebut kerugian gesek per meter panjang saluran udara adalah kerugian tekanan total dibagi oleh panjang ekivalen dari saluran yang bersangkutan. Perlu diperhatikan di sini, bahwa bagi saluran yang lebih pendek kecepatan udara dapat melebihi harga kecepatan udara yang diperbolehkan tersebut pada Tabel 6.7.

Tabel 6.7 Kecepatan maximum dalam saluran yang direncanakan.

Aplikasi	Saluran keluar		Saluran isap (kembali)
	Saluran peti	Saluran cabang	
Tempat tinggal	4	3	3
Apartemen dan kamar tidur hotel	7,5	5,5	5
Gedung bioskop	8	6,0	6
Kantor pribadi -mewah	—	5,5	4
Kantor pribadi-rata-rata	—	6,5	5
Kantor umum	11	7,0	6
Restoran	9	7,0	6
Toko-kecil		7,5	6
Toko serba ada-lantai bawah	10	8,0	6
Toko serba ada-lantai atas	9	7,2	6

(3) *Metoda tekanan total*

Metoda perancangan saluran ini dilaksanakan berdasarkan perubahan tekanan total yang mencakup kerugian tekanan statis karena tahanan gesek dan tahanan lokal di tempat-tempat yang relevan di dalam saluran, dan perubahan tekanan dinamis karena perubahan kecepatan udara pada lubang keluar atau lubang masuk, sedemikian rupa sehingga tekanan total pada lubang keluar maupun lubang masuk dapat dibuat konstan.

Biasanya, ukuran dari saluran utama (garis referensi) ditetapkan terlebih dahulu berdasarkan metoda tahanan gesek yang sama. Kemudian tekanan total dari saluran tersebut dapat dihitung. Selanjutnya, ukuran dari saluran yang lain dapat ditentukan dengan kerugian tekanan total yang sama dengan pada saluran utama (garis referensi). Perbedaan tekanan total yang kecil antara saluran utama dan saluran lainnya diatur dengan menggunakan damper atau orifis.

(4) *Metoda perancangan saluran isap*

Saluran isap yang menghubungkan lubang isap dan lubang masuk kipas udara hendaknya dirancang dengan metoda tekanan total. Pada umumnya, kesulitan yang utama terletak pada pemilihan bentuk dan ukuran saluran isap, untuk menjamir keseimbangan tekanan antara lubang isap yang terjauh dari kipas udara dan lubang isap lainnya. Untuk mencapai keseimbangan tekanan tersebut biasanya dipergunakan damper. Untuk sistem yang sederhana sering dipakai metoda tekanan konstan.

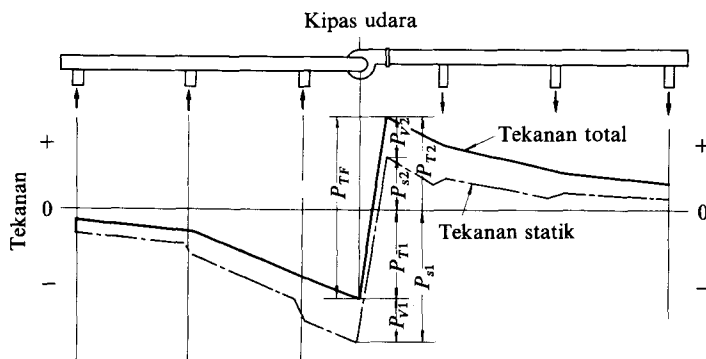
6.3.6 Perubahan Tekanan dalam Sistem Saluran-Kipas Udara

Dalam sistem penyegaran udara, saluran udara dipasang pada bagian isap dan buang dari kipas udara (saluran buang atau saluran pengeluaran, dan saluran isap). Dalam hal tersebut, tekanan udara di dalam saluran isap lebih rendah dari pada tekanan atmosfer. Sedangkan tekanan udara di dalam saluran buang lebih tinggi dari pada

tekanan atmosfer.

Di dalam setiap saluran terjadi perubahan tekanan total karena adanya kerugian tekanan yang disebabkan karena adanya tahanan gesek dan tahanan lokal, ataupun perubahan tekanan dinamik yang disebabkan karena adanya perubahan kecepatan.

Gbr. 6.17 menunjukkan adanya perubahan tekanan di dalam sistem kipas-saluran udara.



Gbr. 6.17 Perubahan tekanan dalam sistem saluran kipas udara.

Untuk sistem saluran udara, berlaku

$$P_T = P_s + P_v \quad (6.29)$$

di mana,

P_s = tekanan statik

P_v = tekanan dinamik

P_T = tekanan total

Pada bagian isap dari saluran udara, tekanan statik udara di sekitar lubang isap sama dengan nol sehingga terjadi tahanan isap. Dengan demikian pada tempat tersebut akan terjadi tekanan negatif dan tekanan udara di dalam saluran isap akan turun secara berangsur-angsur sepanjang alirannya masuk ke dalam kipas udara. Keadaan tersebut terakhir disebabkan karena terjadi kerugian tekanan. Di dalam saluran, udara mengalir dengan kecepatan tertentu sehingga terjadi tekanan dinamik yang positif. Tekanan statik negatif ditambah tekanan dinamik tersebut di atas menjadikan tekanan total mendekati garis nol.

Kipas udara mengisap dan menekan udara masuk ke dalam saluran keluar (buang). Oleh karena udara keluar dari kipas udara dengan tekanan statik dan tekanan dinamik yang positif; dengan sendirinya tekanan totalnya juga positif. Di dalam saluran keluar juga terjadi kerugian tekanan, sehingga tekanan total akan semakin berkurang di tempat yang lebih jauh dari kipas udara. Oleh karena adanya perubahan tekanan dinamik menjadi tekanan statik yang disebabkan oleh berkurangnya kecepatan udara, maka tekanan statik tidak selalu turun secepat berkurangnya tekanan total.

Tekanan yang dihasilkan oleh kipas udara adalah tekanan total pada lubang keluar kipas udara dikurangi tekanan total pada lubang isap kipas udara, yaitu

$$P_{IF} = P_{t2} = P_{t1} \quad (6.30)$$

$$= (P_{v2} + P_{s2}) - (P_{v1} + P_{s1}) \quad (6.31)$$

$$= (P_{s2} - P_{s1}) + (P_{v2} - P_{v1}) \quad (6.32)$$

Karena kecepatan udara pada lubang isap dan lubang keluar kipas udara kira-kira sama, maka dari persamaan (6.32),

$$P_{IF} \cong P_{s2} - P_{s1} \quad (6.33)$$

Seperti terlihat pada Gb 6.17, tekanan statik kipas udara

$$P_{s2} = P_{tF} - P_{V2} \quad (6.34)$$

$$= (P_{s2} - P_{s1}) - P_{V2} \quad (6.35)$$

di mana,

P_{tF} = tekanan total dari kipas udara

P_{V2} = tekanan dinamik pada lubang keluar kipas udara.

Pengukuran tekanan statik, tekanan dinamik, dan tekanan total dengan menggunakan pipa pitot (*pitot tube*) adalah berdasarkan persamaan (6.29).

6.4 Konstruksi Saluran Udara

6.4.1 Material Saluran Udara

Saluran udara harus dibuat sedemikian rupa sehingga:

- (a) tidak terjadi deformasi karena tekanan udara;
- (b) tidak terjadi bunyi bising dan getaran pada pipa;
- (c) tahanan aliran udara serendah-rendahnya;
- (d) tidak terjadi kebocoran udara.

Material yang banyak dipergunakan adalah lembaran baja tergalvanisasi, karena kuat, murah dan mudah dikerjakan. Material saluran yang dipasang di luar atau dalam lingkungan yang korosif harus dilapisi dengan baik. Sedangkan untuk memperoleh konstruksi yang ringan dan tahan udara basah, sebaiknya dipergunakan aluminium.

Dalam keadaan di mana saluran dikenai gas yang korosif atau udara basah, sebaiknya dipakai baja tahan karat (*stainless steel*), tembaga atau bahan sintetik. Akhir-akhir ini banyak pula dipergunakan saluran terbuat dari serat gelas (*fiberglass*). Metal lembaran hitam (*black sheet metal*) banyak dipergunakan pada cerobong dan perlengkapan dapur. Untuk keperluan penguat dan penggantung saluran dapat dipergunakan berbagai macam batang atau bentuk lain yang terbuat dari baja.

6.4.2 Tebal Dinding dan Konstruksi Saluran Udara

Saluran dikenai beban yang disebabkan oleh tekanan statik maupun getaran yang ditimbulkan oleh arus eddy atau turbulensi udara. Oleh karena itu, saluran udara harus dapat mengatasi beban di atas, selain dari pada berat saluran itu sendiri.

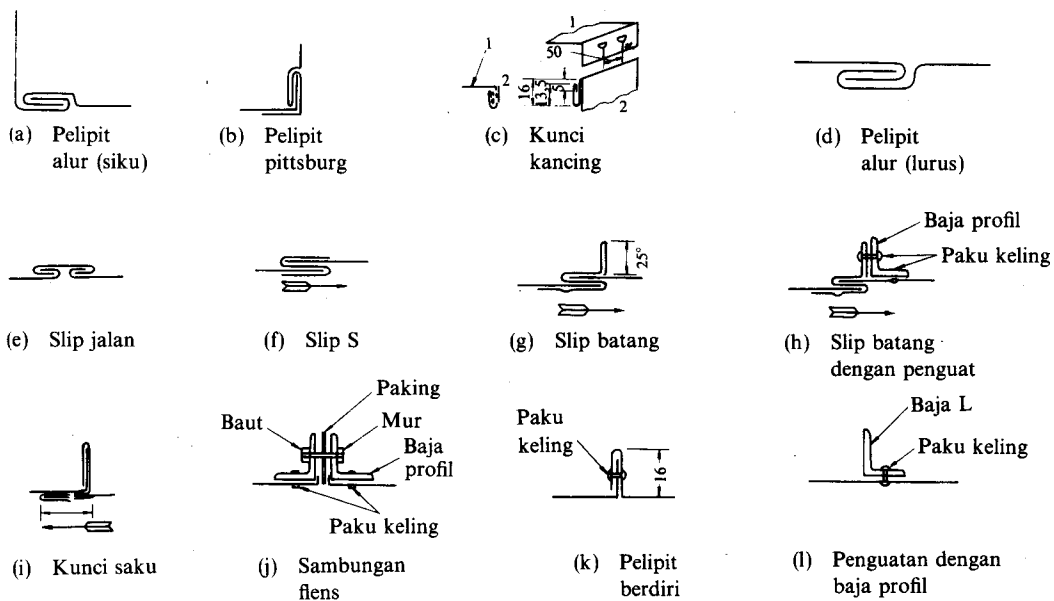
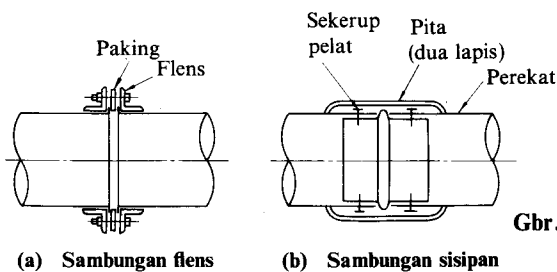
Saluran yang dirancang untuk mengalirkan udara pada kondisi tekanan statik 50 mm H₂O dan kecepatan 15 m/s dinamai saluran standar. Untuk kondisi lebih rendah dari pada harga di atas, saluran tersebut termasuk golongan saluran udara kecepatan rendah (*low velocity air duct*). Sedangkan untuk kondisi aliran udara lebih tinggi dari kondisi standar, termasuk golongan saluran udara kecepatan tinggi (*high velocity air duct*).

Ada dua jenis saluran yang banyak dipakai, yaitu saluran berpenampang segi-empat dan lingkaran. Tabel 6.8 menunjukkan ukuran saluran yang terbuat dari lembaran baja galvanisasi. Saluran berpenampang lingkaran dibuat dari lembaran logam yang dapat disambung memanjang (*longitudinal seam*) dan yang disambung menurut garis spiral (*spiral lock seam*).

Saluran udara dari lembaran baja galvanisasi dibuat dengan memotong dan membentuk lembaran baja sesuai dengan ukuran yang dikehendaki, kemudian dilipat dan disambung (pelipit kelim, atau keling), dan diberi penguat. Gbr. 6.18 menunjukkan beberapa jenis sambungan dan penguat. Untuk saluran berpenampang lingkaran, seperti terlihat pada Gbr. 6.19, dapat dipergunakan sambungan flens dan sambungan slip.

Tabel 6.8 Tebal pelat (logam) saluran berpenampang lingkaran dan segi empat yang disarankan.

Tebal dinding (mm)	Saluran kecepatan rendah (15 m/detik dan lebih kecil)		Saluran kecepatan tinggi (lebih dari 15 m/detik)		
	Ukuran utama saluran berpenampang segi empat (mm)	Diameter saluran berpenampang lingkaran	Ukuran utama saluran berpenampang segi empat (mm)	Diameter saluran berpenampang lingkaran (mm)	Diameter saluran spiral (mm)
0,5	-450	-500	—	—	-200
0,6	460-750	510-700	—	—	210-600
0,8	760-1500	710-1000	-450	-450	610-800
1,0	1510-1800	1010-1250	460-1200	460-700	810-1000
1,2	1810-	—	1210-1800	710-1250	—

**Gbr. 6.18** Konstruksi dan cara penyambungan saluran segi empat.**Gbr. 6.19** Sambungan pipa (penampang lingkaran).

6.4.3 Transformasi dan Simpangan (Take-off)

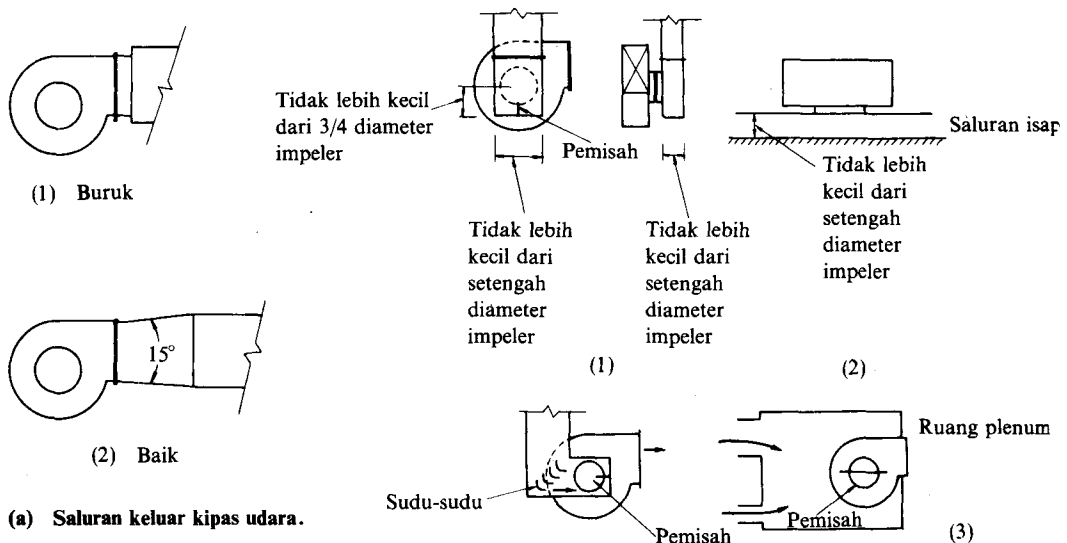
Saluran udara sering mengalami perubahan bentuk dan ukuran, tetapi juga dapat dipindah penempatannya, sesuai dengan persyaratan atau disesuaikan dengan konstruksi gedung yang bersangkutan. Transformasi bentuk saluran hendaknya dilakukan sedemikian rupa sehingga diperoleh tahanan aliran serendah-rendahnya. Berikut ini adalah beberapa pedoman perancangan dan pembuatan saluran udara.

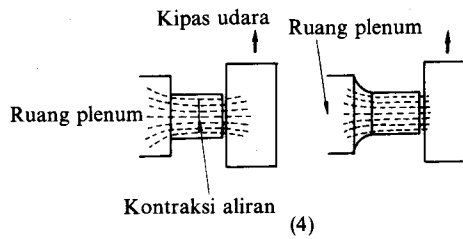
- 1) Belokan hendaknya dibuat dengan radius pembelokan sebesar-besarnya, sekurang-kurangnya sama dengan lebar saluran berpenampang segi empat, atau sekurang-kurangnya sama dengan diameter saluran berpenampang lingkaran.
- 2) Perbandingan aspek dari saluran segi-empat sebaiknya lebih kecil dari 8 : 1, malahan lebih baik jika lebih kecil dari 4 : 1.
- 3) Expansi dan kontraksi hendaknya dibuat dengan sudut kemiringan yang cukup kecil. Seperti terlihat pada Gbr. 6.20, untuk ekspansi sebaiknya dipakai sudut kemiringan lebih kecil dari 15° dan untuk kontraksi lebih kecil dari 30° .



Gbr. 6.20 Expansi dan konstruksi pada saluran.

- 4) Saluran udara cabang haruslah dibuat dengan sudut belok yang sehalus-halusnya. Untuk saluran cabang berpenampang segi-empat yang tegak lurus pada saluran utama, hendaknya dipakai sudu-sudu pengarah. Untuk saluran cabang berpenampang lingkaran, sebaiknya dipergunakan sambungan dengan T-kerucut, atau jenis sambungan Y.
- 5) Penyambungan saluran udara dengan kipas udara harus diusahakan agar tidak terjadi aliran balik, atau belokan, ekspansi ataupun kontraksi yang terlalu tajam. Gbr. 6.21 menunjukkan beberapa cara penyambungan saluran isap dan saluran keluar dengan kipas udara.





(b) Ruang isap dari kipas udara.

Gbr. 6.21 Penyambungan saluran pada kipas udara.
Saluran keluar.

6.4.4 Isolasi Saluran Udara

Udara pendingin yang mengalir di dalam saluran bertemperatur lebih rendah dari pada temperatur udara luar. Oleh karena itu, dapat terjadi perpindahan kalor dari udara luar ke udara di dalam saluran, sehingga temperatur udara di dalam saluran akan naik. Di samping itu, apabila dinding saluran menjadi dingin sehingga lebih rendah dari titik embun udara luar, maka uap air dalam udara luar akan mengembun pada permukaan luar dari saluran udara tersebut.

Untuk mencegah perpindahan kalor dan pengembunan tersebut di atas, maka saluran udara harus diisolasi. Bahan isolasi yang biasa dipakai adalah wol gelas atau asbestos yang dipasang menyelimuti permukaan luar dari saluran udara. Saluran isap juga diisolasi apabila ada kemungkinan terjadi pengembunan. Biasanya pipa isap udara luar tidak perlu diisolasi.

6.5 Saringan Udara

6.5.1 Kotoran dalam Udara

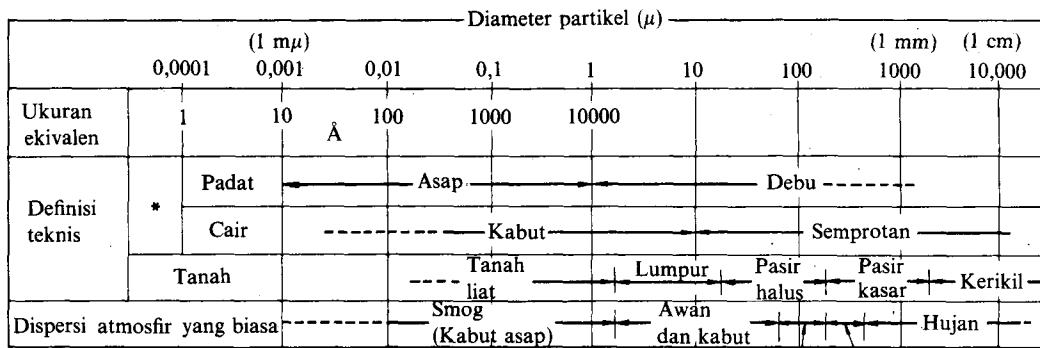
Udara atmosfer terdiri dari nitrogen, oksigen, argon, karbon dioksida, uap, dan lainnya, termasuk kotoran seperti debu dan gas yang korosif atau merusak. Kotoran tersebut dapat masuk ke dalam ruangan bersama-sama udara atmosfer yang diisap atau karena infiltrasi, tetapi dapat pula berasal dari dalam ruangan itu sendiri.

Komponen kotoran yang ada dalam udara tergantung pada daerah, waktu, serta kondisi atmosfer dan lingkungan. Udara kota dikatakan mengandung debu sebanyak $0,1-0,2 \text{ mg/m}^3$; sedangkan daerah industri mengandung debu di sekitar $0,2-0,5 \text{ mg/m}^3$. Debu yang ada di dalam udara itupun dapat terdiri dari berbagai bentuk, ukuran, maupun kualitas. Gbr. 6.22 memberikan karakteristik dari partikel debu. Seperti diterangkan di atas udara atmosfer dapat pula mengandung CO , SO_2 dan NO_x .

Oleh karena itu diperlukan saringan untuk mengeluarkan kotoran dari udara. Dalam sistem penyegaran udara, saringan udara dipergunakan untuk menghilangkan kotoran dari udara di dalam saluran isap, yang terdiri dari campuran antara udara atmosfer dan udara ruangan.

6.5.2 Prestasi Saringan Udara

Prestasi saringan udara diukur dengan parameter tersebut di bawah ini:



* Dispersoid gas

Kabut Hujan gerimis

Gbr. 6.22 Karakteristik partikel dan dispersoid partikel.

(1) Efisiensi saringan udara atau daya tangkap

Faktor ini menyatakan efisiensi saringan dalam menahan kotoran, dan didefinisikan sebagai

$$\eta = \frac{C_e - C_i}{C_e} \times 100\%$$

di mana,

η = efisiensi saringan udara

C_e = konsentrasi debu dalam udara pada seksi masuk saringan udara

C_i = konsentrasi debu dalam udara pada seksi keluar saringan udara.

Ada tiga cara menyatakan konsentrasi debu dalam udara, yaitu: metoda berat, metoda diskolorasi, dan metoda penghitungan partikel atau metoda Di-Oktil Phthalat (D.O.P). Maka efisiensi saringan udara tergantung pada satuan konsentrasi yang digunakan. Tabel 6.9 menunjukkan contoh dari hal tersebut.

Tabel 6.9 Perbedaan efisiensi beberapa saringan berdasarkan metoda pengujian.

Metoda pengujian	Berat (%)	Perubahan warna (%)	Jumlah partikel (%)
Jenis elemen saringan			
Saringan partikel efisiensi tinggi (saringan HEPA)	100	100	99,97
Elektrostatik	99	85-90	60-70
Anyaman serat 5-10 μm, tebal 7-20 mm	90-95	40-60	15-25
Anyaman serat 3-5 μm, tebal 7-20 mm	>95	60-80	35-40
Anyaman serat 1-4 μm, campuran serat dan asbestos	>95	80-90	50-55
Kaca 20-40 μm dan serat sintetis tebal 50 mm, saringan basah	70-82	10-25	0
Anyaman potongan kain halus, tebal 12-25 mm, saringan basah	80-90	20-30	0

Metoda berat menggunakan konsentrasi debu dalam satuan mg debu/m³ udara. Metoda tersebut banyak dipakai untuk keperluan industri.

Metoda diskolorasi mengukur laju perubahan warna dari kertas saringan dengan menggunakan pipa fotoelektronik. Warna kertas saringan akan berubah sesuai dengan jumlah kotoran yang disaring dari aliran udara yang mengalir melalui kertas saringan tersebut. Metoda ini banyak digunakan pada sistem penyegaran udara.

Metoda penghitungan partikel atau metoda di-oktil phthallat menghitung jumlah partikel debu yang pada umumnya berukuran 0,5 μ atau lebih.

(2) Volume udara yang diolah atau disegarkan

Parameter ini menyatakan jumlah udara yang akan disegarkan untuk perancangan sistem, dalam m³/menit

(3) Kerugian tekanan

Kerugian tekanan menyatakan penurunan tekanan udara melalui saringan udara, biasanya dinyatakan dalam mm H₂O. Saringan udara yang masih baru kerugian tekanannya lebih kecil daripada saringan yang sudah penuh dengan kotoran.

Untuk sistem penyegaran udara kerugian tekanan melalui saringan kira-kira 5–8 mm H₂O.

(4) Kapasitas penyaringan debu

Saringan udara dirancang untuk menyaring debu; makin lama dipakai makin banyak debu yang melekat pada elemen saringan. Dengan demikian kerugian tekanannya akan bertambah besar dan kemampuan penyaringannya semakin berkurang, sehingga akhirnya tak dapat dipergunakan lagi. Jumlah kumulatif debu yang menempel pada saringan sampai dinyatakan tidak bekerja efektif, dinamai kapasitas penyaringan debu (*dust holding capacity*).

6.5.3 Jenis dan Konstruksi Saringan Udara

Ada beberapa jenis saringan udara yang dipakai dalam sistem penyegaran udara, tergantung dari kondisi udara dan tujuan yang ingin dicapai, yaitu:

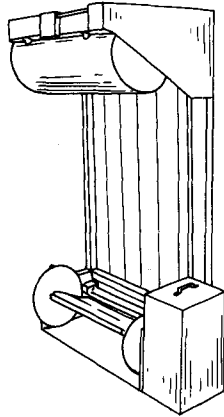
- 1) Saringan udara jenis tunggal
- 2) Saringan udara kontinu (menggulung secara otomatis)
- 3) Pengendap elektrostatis (electrostatic precipitator)
- 4) Saringan arang yang diaktifkan
- 5) Pencuci kapilar

(1) Saringan udara jenis tunggal

Pada sebuah bingkai logam berukuran kira-kira 500 mm × 500 mm dipasang sepotong busa karet, kain atau anyaman logam atau serat sintetik. Jika elemen saringan ada dalam keadaan kering, maka saringan tersebut dinamai saringan jenis kering (*dry type filter*); sedangkan yang menggunakan elemen saringan yang diresapi dengan minyak, dinamai saringan jenis basah (*impingement type*). Saringan tersebut, dipasang pada bingkai yang ada pada mesin penyegar udara atau pada saluran udara. Saringan itupun dapat dibersihkan atau diganti dengan yang baru jika sudah rusak dan tak berfungsi lagi. Pada umumnya, jika saringan sudah penuh dengan debu, tahanan alirannya bertambah besar. Selanjutnya, apabila jumlah debu yang tersaring sudah melebihi suatu harga tertentu, maka arus udara akan memecahkan bagian yang lemah dari saringan sehingga kemampuan penyaringannya akan berkurang.

(2) *Saringan udara kontinu*

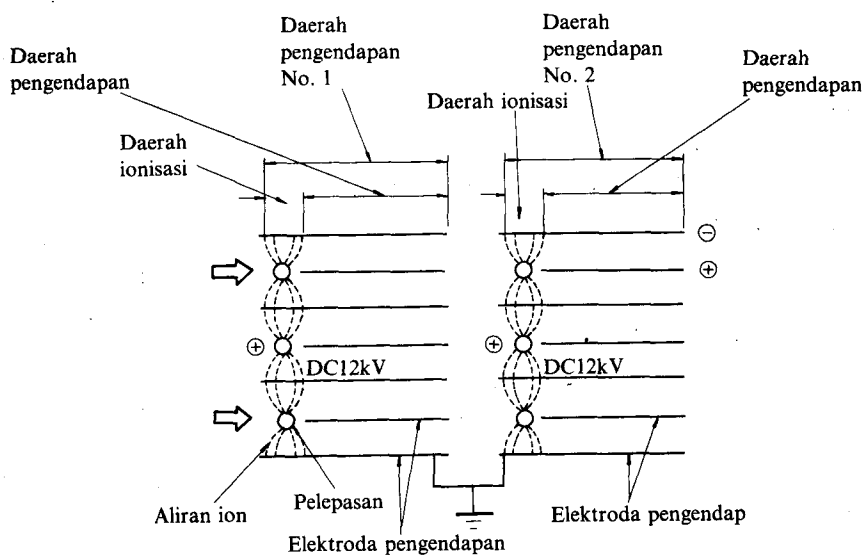
Elemen saringan yang dipakai terbuat dari anyaman serat gelas (*fiberglass*) atau kertas khusus, atau kain katun biasa. Apabila saringan menjadi kotor, maka saringan akan digulung ke atas secara otomatis karena adanya perbedaan tekanan antara keadaan sebelum dan sesudah suatu waktu penggunaan tertentu. Jenis saringan ini banyak dipergunakan pada sistem penyegaran udara gedung pada umumnya, karena mudah pemakaian dan waktu penggunaannya cukup panjang.



Gbr. 6.23 Saringan mula jenis tirai bergerak.

(3) *Pengendap elektrostatis (electrostatic precipitator)*

Seperti terlihat pada Gbr. 6.24, partikel debu diberi muatan listrik di dalam daerah ionisasi, sehingga tertarik ke arah elektroda dari bagian pengendap. Dalam keadaan tersebut debu dalam udara dapat dikurangi secara efektif. Bagian pengendap itu dikonstruksikan sedemikian rupa sehingga, apabila debu yang mengendap sudah banyak, dapat mudah dibersihkan dengan menggunakan air. Jenis saringan ini dapat menghilangkan partikel debu yang sangat halus, misalnya berdiameter $0,5 \mu$ atau lebih kecil, dan kemampuan penyaringannya tinggi. Oleh karena itu, saringan udara jenis pengendap elektrostatis banyak digunakan di rumah sakit, ruangan alat presisi yang harus bebas debu, serta gedung mewah.



Gbr. 6.24 Skema instalasi saringan udara elektrostatis.

(4) *Saringan arang yang diaktifkan*

Arang yang diaktifkan dapat menyerap dan menghilangkan bau dan gas berbahaya seperti belerang dioxida. Butir-butir arang yang dipergunakan sebagai elemen saringan, biasanya diletakkan di antara dua pelat berlubang yang dipasang pada bingkai. Untuk mencegah penyumbatan yang terlampau cepat, terlebih dahulu udara harus dibersihkan dari debu dengan menggunakan saringan mula, sebelum gas berbahaya tersebut diserap oleh saringan arang.

BAB 7. PIPA AIR

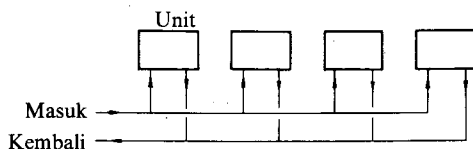
7.1 Sistem Pipa Air

Sistem pipa dari instalasi penyegaran udara dapat meliputi pipa air dingin yang menghubungkan evaporator mesin refrigerasi dengan koil pendingin udara dari penyegar udara, pipa pendingin antara kondensor mesin refrigerasi dan menara pendingin, dan pipa air panas yang menghubungkan ketel dan koil pemanas udara dari penyegar udara. Selain itu, ada pula pipa air pengembun uap dan pipa pembuang air.

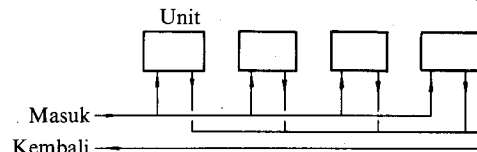
Pipa air yang digunakan dapat dibagi menjadi dua jenis. Satu di antaranya adalah jenis satu aliran (*once through type*), di mana air sumur atau air kota masuk ke dalam pipa air pendingin, misalnya pada penyegar udara jenis paket, dan setelah dipergunakan langsung dibuang ke luar. Jenis yang kedua adalah jenis sirkulasi (*recirculating type*), di mana air pendingin yang telah dipergunakan tidak dibuang melainkan disirkulasikan kembali.

Dalam hal, di mana air pendingin tidak berhubungan dengan udara atmosfer, seperti yang terjadi pada sistem pipa air dingin yang menghubungkan evaporator mesin refrigerasi dan koil pendingin udara dari penyegar udara, dinamai sistem tertutup (*closed system*). Sedangkan apabila air pendingin berhubungan dengan udara atmosfer, seperti yang terjadi pada sistem pipa air pendingin yang menghubungkan kondensor dan menara pendingin (*cooling tower*), dinamai sistem terbuka (*open system*). Namun demikian, walaupun air pendingin disirkulasikan kembali, tetapi jika air pendingin tersebut berhubungan dengan udara atmosfer di tangki ekspansi, maka sistem pipa tersebut tidak termasuk jenis sistem terbuka, melainkan jenis satu aliran.

Jika pada suatu sistem pipa terdapat banyak penukar kalor, penyegar udara, unit koil-kipas udara, atau unit induksi, dalam susunan seperti terlihat pada Gbr. 7.1, maka sangatlah sukar untuk mengatur keseimbangan aliran air ke dalam setiap alat tersebut. Hal itu disebabkan karena tahanan total sistem pipa dari setiap alat tersebut tidak sama. Oleh karena itu, setiap alat harus dilengkapi katup untuk memudahkan pengaturan aliran air. Sistem pipa seperti itu dinamai sistem pipa kembali langsung (*direct return piping*), sedangkan sistem seperti pada Gbr. 7.2 dinamai sistem pipa kembali tak langsung ("reverse return piping").



Gbr. 7.1 Sistem pipa kembali langsung.

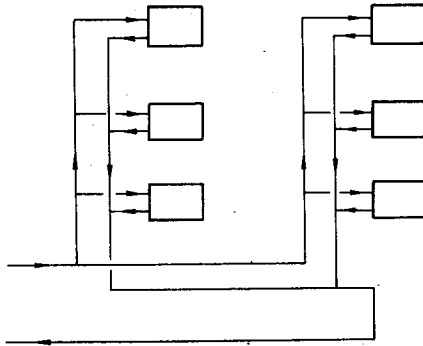


Gbr. 7.2 Sistem pipa kembali tak langsung.

Pada sistem pipa kembali tak langsung, panjang pipa dari setiap alat hampir sama panjang. Dengan demikian, hal tersebut mempermudah pengaturan keseimbangan aliran ke setiap alat yang bersangkutan. Namun, sistem pipa kembali tak langsung memerlukan pipa yang lebih panjang sehingga tempat yang harus disediakan menjadi bertambah panjang pula. Oleh karena itu, sistem pipa kembali tak langsung jarang

dipergunakan pada instalasi berukuran kecil, di mana panjang pipa antara tiap cabang dari alat yang pertama dan pipa cabang dari alat yang terakhir kira-kira 30 meter.

Seperti terlihat pada Gbr. 7.3, untuk beberapa unit dalam satu kelompok dapat dipergunakan sistem pipa kembali langsung. Sedangkan untuk melayani kepentingan beberapa kelompok dipergunakan sistem pipa kembali tak langsung. Sekali lagi perlu diingatkan di sini bahwa jika perbedaan tahanan aliran antara unit yang ada itu cukup besar, maka penggunaan sistem pipa kembali tak langsung dapat menimbulkan kesulitan pengaturan keseimbangan aliran air.



Gbr. 7.3 Pipa-kumpul kembali tak langsung dengan pipa-cabang kembali langsung.

7.2 Penentuan Jumlah Air Pendingin

Untuk menentukan jumlah air dingin yang bersirkulasi antara evaporator mesin refrigerasi dan penyegar udara, atau air pendingin yang bersirkulasi antara kondensor mesin refrigerasi dan menara pendingin, dapat dipergunakan persamaan berikut ini.

$$W = \frac{Q}{C_p \gamma (t_i - t_o)} \quad (7.1)$$

di mana,

W = jumlah air yang bersirkulasi (l/h)

Q = Jumlah kalor yang diserap atau dilepaskan di dalam penukar kalor (kcal/h)

C_p = kalor spesifik air ≈ 1 kcal/kg $^{\circ}\text{C}$

γ = berat jenis air = 1 kg/l

t_i, t_o = temperatur air, berturut-turut pada seksi masuk dan seksi keluar penukar kalor ($^{\circ}\text{C}$)

Pada mesin refrigerasi, biasanya temperatur air dingin adalah 5 sampai 12 $^{\circ}\text{C}$, dan $(t_i - t_o) \approx 5^{\circ}\text{C}$ –7 $^{\circ}\text{C}$. Pada koil pendingin dari penyegar udara, air dingin masuk pada temperatur 5 sampai 7 $^{\circ}\text{C}$ dan keluar pada temperatur 10 sampai 12 $^{\circ}\text{C}$. Jadi, air dingin keluar dari evaporator pada temperatur 5 sampai 7 $^{\circ}\text{C}$ dan masuk evaporator pada temperatur 10 sampai 12 $^{\circ}\text{C}$.

Biasanya air pendingin masuk kondensor mesin refrigerasi pada 32 $^{\circ}\text{C}$ dan keluar kondensor pada temperatur 37 $^{\circ}\text{C}$ –40 $^{\circ}\text{C}$. Air pendingin yang keluar dari kondensor itu dialirkan ke menara pendingin untuk didinginkan, dan selanjutnya mengalir kembali ke kondensor.

Pada umumnya air panas yang dialirkan ke koil pemanas dari penyegar udara, atau koil udara dari unit koil-kipas udara atau unit induksi, masuk pada temperatur 50°C – 55°C dan keluar pada temperatur 40°C – 45°C ; jadi, $(t_i - t_o)$ adalah 5°C – 10°C . Pada pemanas udara dengan air panas, air panas masuk ke dalam radiator pada temperatur 80°C – 90°C ; penurunan temperatur air panas dalam radiator biasanya 5°C – 15°C .

Untuk unit koil-kipas udara atau unit induksi yang dipasang di bagian luar dinding yang menghadap ke Timur, Barat, Selatan ataupun ke Utara, saat terjadinya beban kalor maximum tergantung pada arah dan daerah yang harus dilayani. Di samping itu, jumlah beban maximum dari setiap unit tersebut tidaklah sama dengan beban kalor maximum dari gedung secara keseluruhan. Hal itu berarti bahwa jumlah air dingin yang disalurkan ke semua unit mungkin juga lebih kecil dari jumlah maximum air yang diperlukan oleh setiap unit atau daerah gedung yang harus dilayani.

7.3. Penentuan Diameter Pipa

7.3.1 Tahanan Gesek dan Tahanan Dinamik dalam Pipa

Bagi sistem pipa air, juga berlaku persamaan Bernoulli (persamaan 6.14) seperti yang diterapkan pada saluran udara.

Namun, suku-suku yang mengandung faktor energi potensial, dalam persamaan (6.14), tidak dapat diabaikan. Dengan demikian, hubungan tingkat keadaan dua titik di dalam saluran dapat dinyatakan dengan persamaan:

$$P_1 + \frac{\gamma}{2g} V_1^2 + z_1\gamma = P_2 + \frac{\gamma}{2g} V_2^2 + z_2\gamma + \Delta P_e \quad (7.2)$$

di mana,

P = tekanan (kg/m^2)

V = kecepatan (m/s)

z = tinggi dari garis datum (m)

γ = berat jenis air (kg/m^3)

g = percepatan gravitasi = $9,8 \text{ m/s}^2$

ΔP_e = kerugian tekanan antara dua titik yang bersangkutan (kg/m^2)

Subskrip 1 dan 2 menyatakan tingkat keadaan pada dua titik yang bersangkutan.

Selanjutnya P/γ dinamai tinggi energi tekanan (*pressure-head*), $V^2/2g$ dinamai tinggi energi kecepatan (*velocity head*), dan z dinamai tinggi energi potensial (*position head*) atau (*head*) saja. Sedangkan jumlah dari ketiga energi tersebut dinamai tinggi energi total (*total head*), dinyatakan dalam meter atau mH_2O . Tekanan sebesar 1 kg/cm^2 adalah ekuivalen dengan $10 \text{ m H}_2\text{O}$.

Pada pipa air, kerugian tekanan tergantung dari tahanan gesek dan tahanan lokal. Tahanan gesek pada pipa ΔP_f , seperti pada persamaan (6.19), dapat dinyatakan dalam persamaan Darcy-Weisbach sebagai berikut:

$$\frac{P_f}{\gamma} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \text{ (m H}_2\text{O)} \quad (7.3)$$

di mana,

ΔP_f = kerugian tekanan akibat gesekan (kg/m^2)

V = kecepatan rata-rata air dalam pipa (m/s)

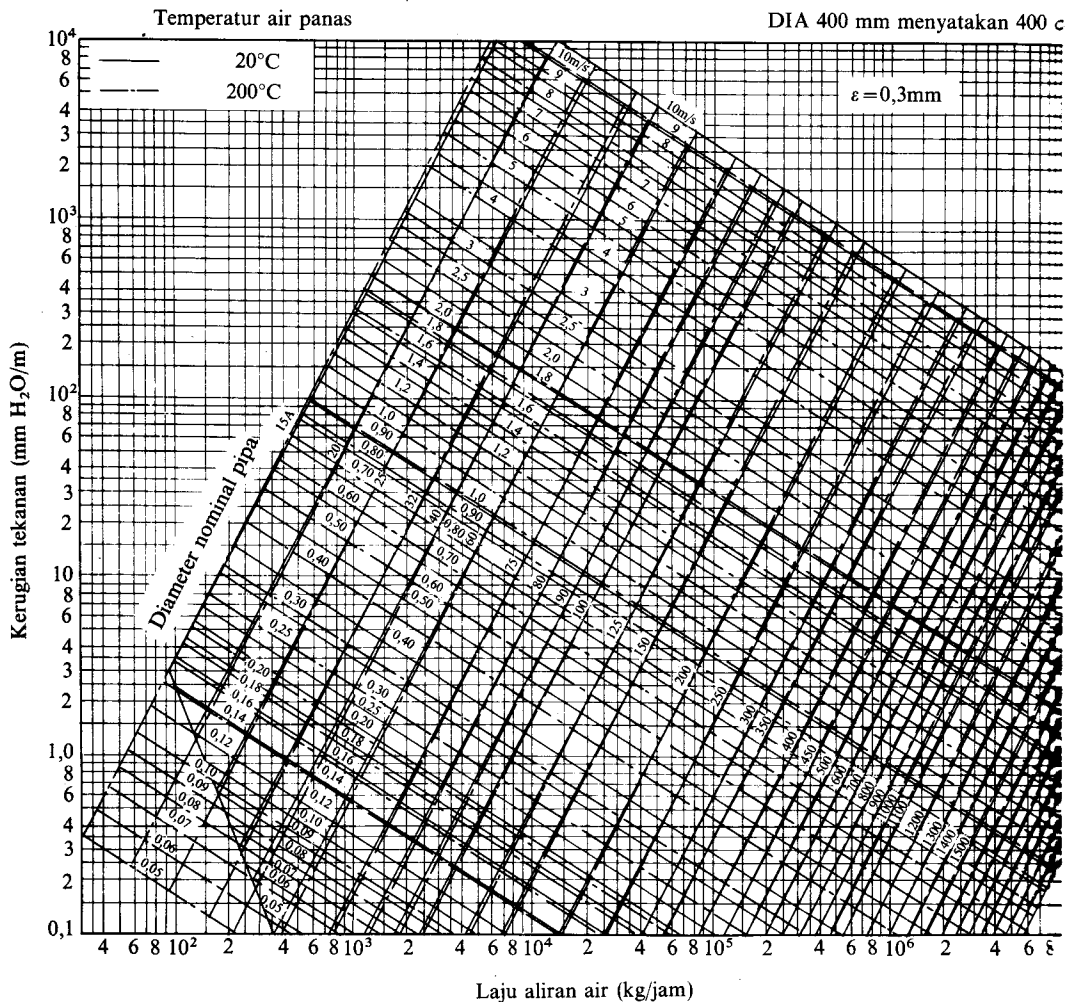
l = panjang pipa (m)

d = diameter dalam pipa (m)

λ = koefisien gesekan dalam pipa; dapat diperoleh dari diagram Moody (Gbr.

6.16)

Gbr. 7.4 menunjukkan tahanan gesek per meter panjang pipa, diperoleh dari persamaan (7.3), dan Gbr. 6.16 apabila air pada temperatur 20 dan 200°C mengalir di dalam pipa baja biasa.



Gbr. 7.4 Diagram kerugian gesek untuk pipa air.

Untuk fitting seperti sambungan siku, T, dan katup, kerugian tekanan akibat tahanan lokal dapat dihitung dengan menggunakan persamaan tersebut di bawah ini (lihat juga persamaan 6.26),

$$\frac{\Delta P_d}{\gamma} = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (\text{m H}_2\text{O}) \quad (7.4)$$

di mana,

- P_d = kerugian tekanan akibat tahanan lokal (kg/m^2)
- ζ = koefisien tahanan lokal
- V = kecepatan rata-rata air di dalam pipa (m/s)

Panjang ekivalen tahanan lokal dari komponen adalah sama dengan panjang pipa lurus berdiameter sama, yang akan memberikan tahanan gesek sama dengan tahanan lokal dari komponen tersebut. Jadi, panjang ekivalen dapat diketahui dengan menyamakan kerugian tekanan akibat tahanan lokal dan kerugian tekanan yang diakibatkan oleh tahanan gesek (lihat juga persamaan 6.29). Maka,

$$l_e = \frac{\zeta}{\lambda} d \quad (\text{m}) \quad (7.5)$$

di mana,

- l_e = panjang ekivalen dari tahanan lokal (m)
- d = diameter-dalam pipa (m)
- λ = koefisien gesekan

Gbr. 7.5 menunjukkan grafik dari beberapa harga koefisien tahanan lokal (ζ) dan panjang ekivalen (l_e) dari beberapa macam fitting dan katup

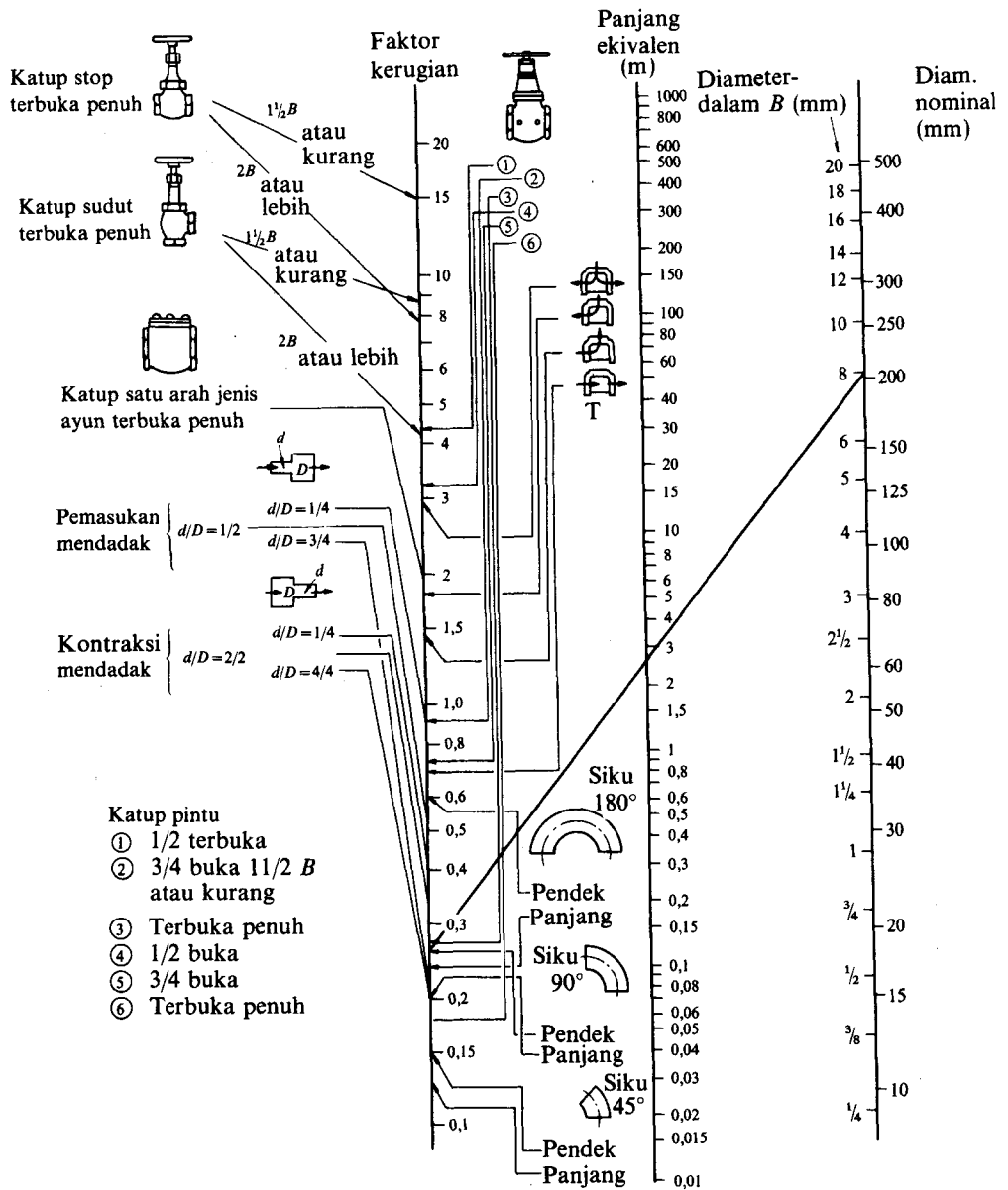
7.3.2 Kecepatan dan Kerugian Gesek Per Satuan Panjang Pipa yang Diperbolehkan

Diameter pipa harus ditetapkan sedemikian rupa sehingga biaya depresiasi instalasi pipa dan biaya daya serta operasi pompa adalah minimal. Kerugian gesek per meter pipa lurus yang dianggap ekonomis untuk berbagai peralatan dapat diperoleh dari hasil perhitungan teoritik maupun empirik.

Kerugian gesek per satuan panjang pipa kira-kira sebesar 30–60 mm H₂O/m^{*}. Kerugian gesek per satuan panjang pipa akan bertambah besar pada pipa berdiameter lebih kecil dan sudah tentu memerlukan daya pompa yang lebih besar pula. Oleh karena itu hendaknya diusahakan agar kerugian gesek dalam pipa tidak lebih besar dari pada 100 mm H₂O/m. Di samping itu, ongkos instalasi akan naik dengan cepat apabila dipergunakan pipa berdiameter lebih besar dari 100 mm. Hal itu berarti bahwa jika ternyata harus dipergunakan diameter pipa yang lebih besar karena jumlah air yang dialirkan lebih banyak, boleh dikatakan lebih ekonomis menggunakan kecepatan aliran yang lebih tinggi meskipun dengan kerugian gesek per satuan panjang pipa yang lebih besar. Tabel 7.1 memberikan kecepatan aliran di dalam pipa yang sebaik-baiknya sesuai dengan ukuran pipa yang tersedia.

Dalam memilih ukuran pipa, hendaknya juga dipertimbangkan bahwa penggunaan kecepatan aliran yang terlampau tinggi dapat mengakibatkan erosi pada permukaan

^{*}Catatan : Kerugian gesek per satuan panjang pipa menunjukkan besarnya kerugian gesek untuk setiap meter panjang pipa; biasanya dinyatakan dalam mm kolom air (mm H₂O), bukan dalam kg/cm² atau m H₂O.



Gbr. 7.5 Panjang ekivalen dari tahanan dinamik.

Tabel 7.1 Kecepatan air dalam pipa yang disarankan.

Ukuran pipa (mmA)	Kecepatan (m/s)
- 25	0,5-1
50-100	1 -2
125-	2-3,6

dalam pipa. Laju erosi tersebut akan sangat tergantung pada kotoran, lumpur, gelembung udara, ataupun pasir dan zat padat lainnya yang ada di dalam air. Selain erosi, kecepatan yang terlampau tinggi juga akan menimbulkan bunyi dan getaran. Oleh karena waktu juga merupakan salah satu faktor yang berpengaruh terhadap erosi, maka kecepatan maximum yang diperbolehkan ditetapkan berdasarkan waktu operasi tahunan secara empirik, seperti dicantumkan pada Tabel 7.2.

Tabel 7.3 memberikan besarnya kecepatan yang disarankan, berdasarkan beberapa faktor pertimbangan di atas.

Tabel 7.2 Kecepatan air maximum untuk memperkecil erosi.

Operasi normal (h/a)	Kecepatan air (m/s)
1500	3,6
2000	3,45
3000	3,3
4000	3,0
6000	2,7
8000	2,4

Tabel 7.3 Kecepatan air di dalam sistem pipa yang disarankan.

Jenis pelayanan	Kecepatan air (m/s)
Pipa keluar pompa	2,4–3,6
Pipa isap pompa	1,2–2,1
Pipa kumpul ("headen")	1,2–4,5
Pipa naik	0,9–3,0
Pelayanan umum	1,5–3,0
Pipa buang	1,2–2,1
Air kota	0,9–2,1

7.4 Tinggi Angkat Pompa yang Diperlukan

7.4.1 Tinggi Angkat Pompa Total yang Diperlukan

Untuk mengalirkan air melalui sistem pipa, maka pompa harus dapat memberikan tinggi (energi) angkat yang diperlukan untuk mengatasi tahanan gesek dan tahanan lokal, dan tinggi angkat statik. Jadi, tinggi angkat total yang diperlukan:

$$H_t = h_f + h_d + h_m + h_s \quad (\text{m}) \quad (7.6)$$

di mana,

h_f = kerugian gesek dari pipa lurus (m H_2O)

h_d = tahanan lokal dari sistem pipa (m H_2O)

h_m = tahanan dari perlengkapan (m H_2O)

h_s = tinggi angkat statik (m H_2O)

Dalam hal ini $h_d/h_f \approx 1-1,5$ untuk gedung kecil (misalnya : rumah); $h_d/h_f = 0,5-1$ untuk gedung besar, dan $0,2-0,5$ untuk sistem pipa yang panjang. Tahanan h_m harus

diperkirakan secara teliti. Tabel 7.4 memberikan taksiran harga h_m dari beberapa perlengkapan.

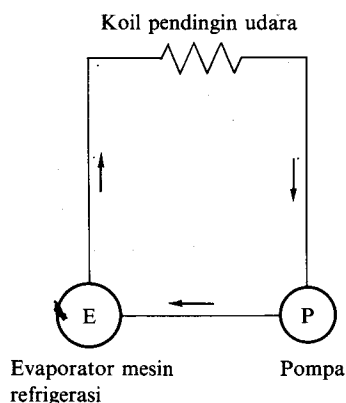
Tabel 7.4 Kerugian tekanan pada beberapa komponen dari sistem pipa.

Komponen	Kerugian tekanan (mm H ₂ O)
Mesin refrigerasi kompresi	
Evaporator	3–8
Kondensor	5–8
Mesin refrigerasi absorpsi	
Evaporator	4–10
Kondensor	5–14
Menara pendingin	2–8
Koil udara	2–5
Penukar kalor	2–5
Unit koil-kipas udara	1–2
Katup dengan pengaturan otomatis	3–5

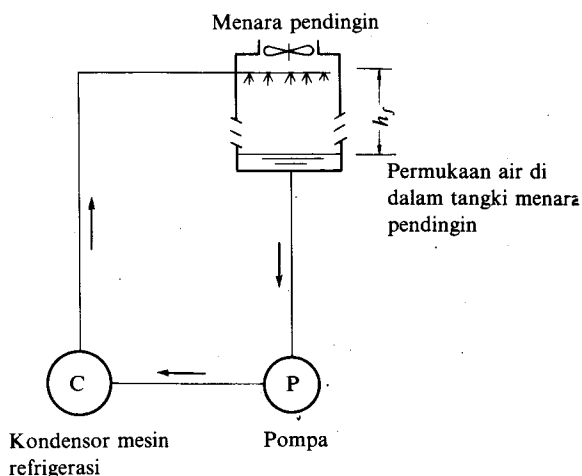
7.4.2 Tinggi Angkat Statik dari Instalasi Pipa dengan Sistem Terbuka

Harga h_s tersebut pada persamaan (7.6) dapat berbeda, tergantung pada sistem pipa yang dipergunakan. Bagi sistem tertutup seperti terlihat pada Gbr. 7.6, tinggi angkat statik pada bagian isap dan bagian tekan adalah seimbang. Dalam hal tersebut di atas, $h_s = 0$, sehingga tinggi angkat pompa yang diperlukan adalah:

$$H_t = h_f + h_d + h_m \quad (7.7)$$



Gbr. 7.6 Sistem pipa tertutup.



Gbr. 7.7 Sistem terbuka.

Seperti terlihat pada Gbr. 7.7, untuk sistem terbuka seperti pada sistem pipa air pendingin yang menghubungkan mesin refrigerasi dengan menara pendingin, maka tinggi angkat statik yang harus diatasi pompa adalah sama dengan tinggi puncak pipa (di mana air keluar) dikurangi tinggi permukaan air di dalam tangki menara pendingin. Jadi h_s adalah tinggi angkat statik yang harus diatasi pompa.

Dari Gbr. 7.8 dapat dilihat bahwa air dapat dinaikkan (diisap) ke atas, dari permukaan air di dalam tangki sampai setinggi 10,33 m, apabila tekanan atmosfer (= 10,33 m H₂O) bekerja pada permukaan air tersebut. Namun, dalam kenyataannya, karena adanya tahanan pipa atau katup pada bagian isap dari pompa serta usaha lain untuk mencegah kavitasi, maka tinggi isap adalah lebih kecil dari pada tinggi isap teoritik. Jadi, tinggi isap pompa yang tersedia (*available suction head*) h_s adalah:

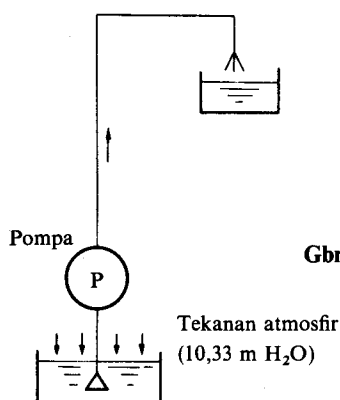
$$h_s = H_a - h_l - h_v \quad (\text{m}) \quad (7.8)$$

di mana,

H_a = tekanan atmosfer (= 10,33)

h_l = kerugian tinggi angkat pada bagian isap (m)

h_v = tekanan uap jenuh pada temperatur air (m)



Gbr. 7.8 Pemompaan air dari tangki bawah ke tangki atas.

Dengan naiknya temperatur, h_v akan naik sehingga h_s yang tersedia akan berkurang. Gbr. 7.9 menunjukkan tinggi isap sesuai dengan temperatur air. Dari gambar tersebut dapat diketahui bahwa apabila temperatur air lebih tinggi dari pada 80°C, pompa tidak dapat mengisap air dari tangki terbuka yang terletak di bawah pompa.

Contoh: Pada Gbr. A digambarkan sistem pipa air pendingin antara penyegar udara jenis paket dan menara pendingin. Hitunglah kerugian tekanan dari pipa dan tinggi (energi) angkat pompa untuk mengalirkan air pendingin sebanyak 13800 kg/jam.

Jawab: Seperti telah diterangkan dalam anak pasal 7.3.2, kerugian gesek per satuan panjang pipa pada umumnya adalah: 30 mm H₂O/m–60 mm H₂O/m. Gbr. 7.4 menunjukkan bahwa dari titik potong antara garis laju aliran 13800 kg/jam dan kerugian tekanan sekitar 30 mm H₂O/m, dapat diperoleh pipa berdiameter 65 A. Dengan diameter tersebut, kerugian gesek per satuan panjang pipa adalah 24 mm H₂O/m. Panjang pipa total dari penyegar udara ke menara pendingin melalui pompa adalah:

$$(2 + 1 + 15 + 5 + 7,5 + 3 + 1) = 34,5 \text{ m}$$

Panjang pipa dari menara pendingin ke penyegar udara adalah:

kondensor mesin refrigerasi dari penyegar udara sebesar 5 m H₂O; dan perkiraan, kerugian tekanan dalam menara pendingin sebesar 2 m H₂O.

Pipa air masuk menara pendingin adalah terbuka; jarak vertikal antara pipa pemancar air dalam menara pendingin dan permukaan air dalam tangki bawah menara pendingin kira-kira $(3-0,5) = 2,5$ m, dan menyatakan tinggi angkat statik.

Maka dengan menggunakan persamaan (7.6), dapat dihitung besarnya tinggi (energi) angkat yang diperlukan oleh pompa,

$$H_t = 1,8 + 5 + 2 + 2,5 = 10,8 \text{ m H}_2\text{O}$$

7.5 Material Pipa

7.5.1 Beberapa Material Pipa

Pipa baja adalah yang paling banyak dipergunakan pada sistem yang melayani air pendingin, air panas, air dingin, dan sebagainya.

Di samping itu juga tersedia pipa tembaga, plastik, dan baja tahan karat.

(1) Pipa Baja

Pipa baja biasanya tersedia menurut standar yang ditetapkan, sesuai dengan material dan ukurannya. Beberapa standar dapat dipergunakan sesuai dengan jenis penggunaannya, misalnya standar DIN (Deutsche Industrie Normen), SAE (Society of Automotive Engineers), atau JIS (Japan Industrial Standard) dan sebagainya.

Untuk keperluan penyegaran udara, banyak dipergunakan pipa baja karbon JIS G 3452 (biasanya dinyatakan dengan simbol SGP). Tabel 7.5 memberikan ukuran dan berat pipa tersebut. Pipa SGP terdiri dari 2 macam, yaitu pipa baja galvanisasi lapisan seng sekitar 400 g/m² dan dinamai pipa putih (*white pipe*); dan pipa baja biasa yang biasa dinamai pipa hitam (*black pipe*). Pipa galvanisasi digunakan apabila tidak dikehendaki terjadinya karat pada bagian dalam pipa, apabila air yang digunakan bersifat korosif. Dalam sistem penyegaran udara pipa galvanisasi digunakan untuk menyalurkan air pendingin, air dingin dan air panas. Pipa hitam digunakan untuk menyalurkan air dingin dan air panas, uap dan air pengembunan serta minyak, yang tidak akan menyebabkan korosi.

Tanda yang diberikan pada SGP di Jepang adalah sebagai berikut: Diameter nominal yang dinyatakan dalam mm, disertai dengan huruf A; sedangkan diameter nominal yang dinyatakan dalam inci, disertai dengan huruf B. Jadi, pipa berdiameter nominal 200 mm dinyatakan sebagai 200 A, atau 8 B.

Pengujian SGP dilaksanakan dengan tekanan uji hidrolik 25 kg/cm². Apabila digunakan tekanan sebesar 1,5 kali tekanan kerja maximum dari alat penguji tersebut, pipa dipergunakan sampai 16 kg/cm². Tetapi, pada umumnya pipa digunakan untuk tekanan 10 kg/cm² atau lebih rendah. SGP tersedia dengan diameter nominal sampai 500 mm saja.

Untuk tekanan yang lebih tinggi dari pada yang dapat disediakan oleh SGP, dapat dipergunakan pipa baja karbon (dinyatakan dengan STPG) dengan standar tersebut dalam JIS G 3454. Standar ukuran diberikan berdasarkan sistem penomoran jadwal, misalnya: Sch-10, -20, -30, -40, -60, -80. Dalam hal tersebut terakhir, Sch-40 menunjukkan standar kemampuan menahan tekanan kerja 10-30 kg/cm² dan Sch-80 mampu menahan tekanan kerja 30-50 kg/cm². STPG tersedia dengan diameter nominal 400 mm.

Tabel 7.5 Pipa baja karbon untuk sistem pipa.

Tanda ukuran		Diameter-dalam (mm)	Diameter-dalam (mm)	Tebal dinding (mm)	Berat (kg/m)
A	B				
15	1/2	21,7	16,1	2,8	1,31
20	3/4	27,2	21,6	2,8	1,68
25	1	34,0	27,6	3,2	2,43
32	1 1/4	42,7	35,7	3,5	3,38
40	1 1/2	48,6	41,6	3,5	3,89
50	2	60,5	52,9	3,8	5,31
65	2 1/2	76,3	67,9	4,2	7,47
80	3	89,1	80,7	4,2	8,79
90	3 1/2	101,6	93,2	4,2	10,1
100	4	114,3	105,3	4,5	12,2
125	5	139,8	130,8	4,5	15,0
150	6	165,2	155,2	5,0	19,8
200	8	216,3	204,7	5,8	30,1
250	10	267,4	254,2	6,6	42,4
300	12	318,5	304,7	6,9	53,0
350	14	355,6	339,8	7,9	67,7
400	16	406,4	390,6	7,9	77,6
450	18	457,2	440,4	7,9	87,5
500	20	508,0	492,2	7,9	97,4

Untuk pipa berdiameter lebih besar dari pada 500 mm (untuk SPG) atau 400 mm (untuk STPG), tersedia pipa baja las listrik (dinyatakan dengan STPY), seperti tersebut dalam JIS G 3457. Sebagai gambaran, STPY-41 yang digunakan untuk tekanan sampai 15 kg/cm², tersedia dengan diameter berkisar antara 400 mm sampai 2000 mm dan beberapa macam tebal dinding.

(2) *Pipa tembaga*

Pipa tembaga banyak digunakan pada pipa berdiameter kecil untuk unit terminal. Oleh karena kualitas pengerjaannya yang baik, pipa tembaga menjadi populer meskipun harganya lebih mahal dari pada pipa baja.

Pipa tembaga tanpa sambungan tersebut dalam jenis JIS H 3300, tersedia dalam dua macam (L dan M) dengan spesifikasi seperti terlihat pada Tabel 7.6.

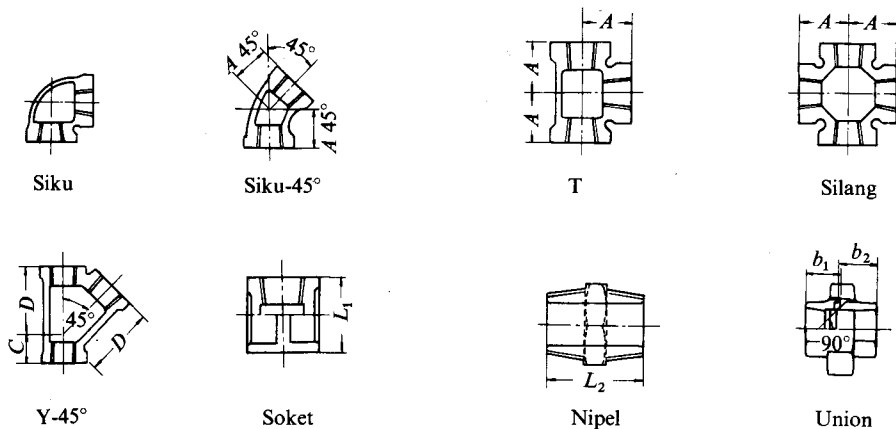
Tabel 7.6 Ukuran pipa tembaga.

Tanda ukuran B	Diameter-dalam (mm)	Jenis L		Jenis M		Jenis N	
		Tebal dinding (mm)	Berat (kg/m)	Tebal dinding (mm)	Berat (kg/m)	Tebal dinding (mm)	Berat (kg/m)
1/4	9,53	0,76	0,183	—	—	0,45	0,113
2/5	12,70	0,89	0,291	0,64	0,213	0,45	0,155
1/2	15,88	1,02	0,420	0,71	0,302	0,50	0,216
3/5	19,05	1,07	0,509	—	—	—	—
3/4	22,23	1,14	0,672	0,81	0,485	0,55	0,333
1	28,58	1,27	0,969	0,89	0,682	0,61	0,476
1 1/4	34,93	1,40	1,31	1,07	1,01	0,71	0,678
1 1/2	41,28	1,52	1,69	1,24	1,39	0,81	0,926
2	53,98	1,77	2,59	1,47	2,16	0,91	1,35
2 1/2	66,68	2,03	3,67	1,65	3,00	1,01	1,85
3	79,38	2,28	4,91	1,83	3,94	1,21	2,64
3	104,78	2,79	7,97	2,41	6,91	1,21	3,50

(3) Sambungan pipa baja

Ada tiga jenis sambungan pipa baja, yaitu : jenis sekerup, jenis las, dan jenis flens, dari berbagai ukuran dan bentuk.

Sambungan pipa baja dengan sekerup dapat dibuat dari besi tuang lunak atau baja. Sambungan pipa dengan sekerup terbuat dari besi tuang dapat berupa sambungan siku, T, Y, silang, soket, belokan, union, nipel, bos, tutup dan sumbat. Gbr. 7.10 dan Tabel 7.7 memberikan gambaran tentang beberapa bentuk dan ukuran penyambung pipa terbuat dari besi tuang.



Gbr. 7.10 Penyambung pipa dengan ulir, terbuat dari besi tuang.

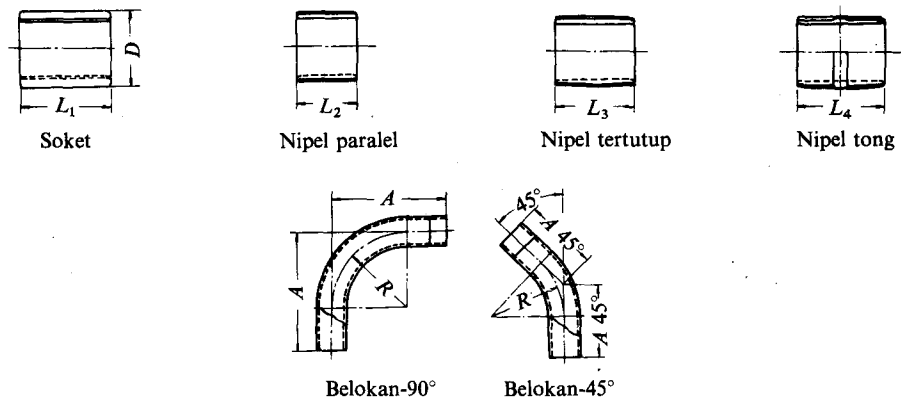
Tabel 7.7 Ukuran utama penyambung pipa dengan ulir, terbuat dari besi tuang.

Tanda ukuran		Siku, siku-45°, T, silang (dengan diameter yang sama)		45° Y		Soket	Nipel	Union	
A	B	A	A 45°	C	D	L ₁	L ₂	b ₁	b ₂
15	1/2	27	21	18	42	35	42	21	21,5
20	3/4	32	25	20	50	40	47	24,5	26
25	1	38	29	23	62	45	52	27	29
32	1 1/4	46	34	28	75	50	56	30	32
40	1 1/2	48	37	30	82	55	60	33	35,5
50	2	57	42	34	99	60	66	37	39,5
65	2 1/2	69	49	40	124	70	73	42	45,5
80	3	78	54	45	140	75	80	47	50
90	3 1/2	87	60	52	160	80	85	52	55
100	4	97	65	57	178	85	92	58	60,5
125	5	113	74	65	215	95	104	66	66,5
150	6	132	82	74	255	105	116	73	73

Catatan: Simbol yang dipakai dapat dilihat pada Gbr. 7.10.

Penyambung pipa baja dapat berupa soket, nipel, dan belokan. Gbr. 7.11 dan Tabel 7.8 memberikan beberapa bentuk dan ukuran penyambung pipa terbuat dari baja.

Penyambung pipa baja dengan las yang dibuat dari pipa baja tanpa sambungan (*seamless*) dapat berupa siku, T dan penyempit (*reducer*). Sambungan siku dapat berupa sambungan siku pendek, dengan jari-jari lengkungan sama dengan diameter nominal pipa baja; atau sambungan siku panjang, dengan jari-jari lengkungan sekitar 1.5 kali diameter nominal dari pipa yang bersangkutan.



Gbr. 7.11 Penyambung pipa dengan ulir, terbuat dari baja.

Tabel 7.8 Ukuran utama penyambung pipa dengan ulir, terbuat dari baja

Tanda ukuran		Soket		Nipel paralel	Nipel tertutup	Nipel tong	Belokan		
A	B	D	L ₁ (Min.)	L ₂ (Min.)	L ₃ (Min.)	L ₄ (Min.)	R	A	A 45°
15	1/2	28	36	22	29	34	50	90	61
20	3/4	34,5	42	25	35	38	57	102	69
25	1	41,5	50	29	38	42	70	120	79
32	1 1/4	51	55	32	41	50	95	150	94
40	1 1/2	58	58	41	50	50	101	161	102
50	2	70	64	48	51	58	127	197	123
65	2 1/2	87	70	57	64	70	177	257	153
80	3	102	75	60	67	78	203	303	184
90	3 1/2	114	82	64	70	80	228	338	204
100	4	127	88	70	73	90	254	364	215
125	5	154	95	76	76	103	345	465	263
150	6	182	110	79	79	103	400	530	296

Catatan: Simbol yang dipakai dapat dilihat pada Gbr. 7.11.

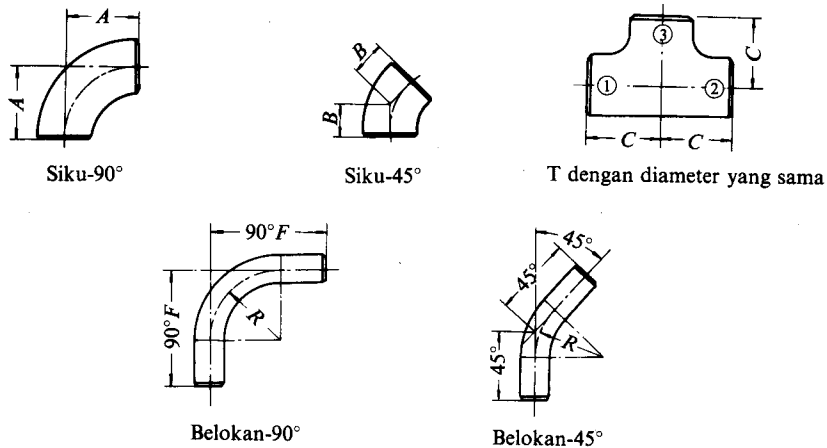
Gbr. 7.12 dan Tabel 7.9 memberikan beberapa bentuk dan ukuran penyambung pipa baja dengan las. Jenis sambungan las untuk pipa baja pada umumnya adalah jenis las ujung (*butt welding*)

Sambungan pipa baja dengan flens biasanya dipergunakan apabila dikehendaki sistem yang flexibel, mudah pemasangan dan pelepasannya, sehingga komponen dari sistem yang bersangkutan dapat diperiksa atau direparasi. Flens biasanya diberi tahanan sesuai dengan tekanan kerjanya, misalnya 2, 5, 10, 16, 20, 30, 40, dan 63 kg/cm².

Ada tiga jenis flens, yaitu slip-on (las sisipan), las ujung dan flens ulir. Di antara kedua flens yang disambungkan biasanya dipasang gasket atau paking. Bahan gasket atau paking yang dipergunakan itu tergantung pada jenis fluida kerja, temperatur dan tekanannya; biasanya dipergunakan asbestos atau logam.

(4) Sambungan pipa tembaga

Dalam hal ini dapat digunakan sambungan kompresi dan sambungan masuk. Pada jenis yang pertama, kedua ujung pipa saling ditekankan satu sama lain, dengan jari-jari mengokohkan sekerup penyambungannya. Pada jenis yang kedua, salah satu ujung pipa



Gbr. 7.12 Penyambung pipa dengan las ujung, terbuat dari baja.

Tabel 7.9 Ukuran utama penyambung pipa dengan las, ujung terbuat dari baja

Tanda ukuran		Siku 90°		Siku 45°	Penyambung T (dengan diameter yang sama)	Belokan		
A	B	A (Panjang)	A (Pendek)	B (Panjang)	C	R	90° F	45° G
15	1/2	38,1	—	15,8	25,4	50	90	61
20	3/4	38,1	—	15,8	28,6	57	102	69
25	1	38,1	25,4	15,8	38,1	70	120	79
32	1 1/4	47,6	31,8	19,7	47,6	95	150	94
40	1 1/2	57,2	38,1	23,7	57,2	101	161	102
50	2	76,2	50,8	31,6	63,5	127	197	123
65	2 2/1	95,3	63,5	39,5	76,2	177	257	153
80	3	114,3	76,2	47,3	85,7	203	303	184
90	3 1/2	133,4	88,9	55,3	95,3	228	338	204
100	4	152,4	101,6	63,1	104,8	254	364	215
	5	190,5	127,0	78,9	123,8	345	465	263
	6	228,6	152,4	94,7	142,9	400	530	296
	8	304,8	203,2	126,3	177,8			
	10	381,0	254,0	157,8	215,9			
	12	457,2	304,8	189,4	254,0			
	14	533,4	355,6	220,9	279,4			

Catatan: Simbol yang dipakai dapat dilihat pada Gbr. 7.12.

dimasukkan kira-kira 0,1 mm dan kemudian ujungnya dipateri. Sambungan las juga dapat dipergunakan dalam hal ini.

7.5.2 Katup

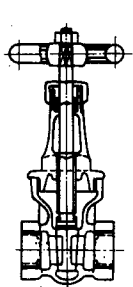
Katup dipergunakan untuk mengatur aliran air di dalam pipa atau alat, untuk menyetart dan menyetop aliran, atau mengubah arah aliran air. Ada beberapa macam katup, misalnya katup bola, katup pintu, katup aliran searah, katup kupu-kupu, katup pasak, dan sebagainya.

Penyambungan katup dan pipa dapat dilakukan dengan ulir atau flens. Rumah katup dari bahan perunggu atau besi tuang dapat dipakai untuk melayani kondisi operasi tidak lebih dari tekanan 10 kg/cm² dan temperatur 120°C; di samping itu, baja tempa,

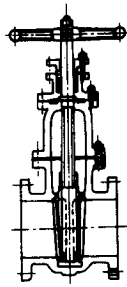
baja tuang atau baja tuang tahan karat dapat dipakai untuk kondisi operasi lebih dari tekanan 16 kg/cm^2 dan temperatur 180°C .

(1) *Katup pintu*

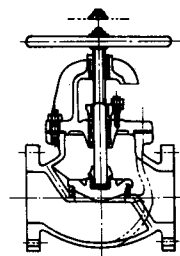
Sebagai pedoman umum, katup pintu menutup aliran dalam arah vertikal dan tidak digunakan untuk mengatur laju aliran. Katup pintu pada posisi terbuka penuh memberikan lubang aliran yang sesuai dengan diameter dalam pipa, sehingga tahanan alirannya relatif paling kecil. Konstruksi katup dibuat sedemikian rupa sehingga batang katup bergerak vertikal, seperti terlihat pada Gbr. 7.13, atau badan katup yang bergerak sedangkan batang katupnya tetap.



(a) Batang terangkat



(b) Batang tak terangkat



Gbr. 7.14 Katup bola.

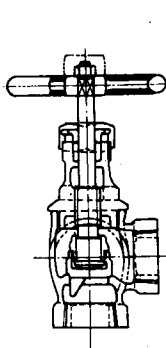
Gbr. 7.13 Katup pintu.

(2) *Katup bola*

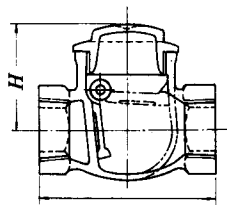
Katup bola, seperti terlihat pada Gbr. 7.14, dirancang sedemikian rupa sehingga dapat digunakan untuk mengatur laju aliran di dalam pipa. Katup yang merubah arah aliran fluida sebesar 90° dinamai katup sudut (*angle valve*), seperti terlihat pada Gbr. 7.15. Sebenarnya katup-Y dan katup jarum juga termasuk katup sudut.

(3) *Katup aliran searah*

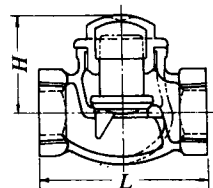
Katup yang berfungsi mencegah aliran balik (*backflow*) fluida kerja di dalam pipa dinamai katup aliran searah; jadi, arah aliran fluida di dalam pipa dapat diusahakan tetap. Katup aliran searah tersedia dalam dua jenis, yaitu jenis ayun (Gbr. 7.16) dan jenis angkat (Gbr. 7.17) Katup aliran searah jenis angkat tidak tersedia untuk aliran fluida vertikal karena konstruksi mekanismenya.



Gbr. 7.15 Katup sudut.



Gbr. 7.16 Katup ayun aliran searah.



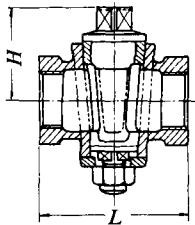
Gbr. 7.17 Katup angkat aliran searah.

(4) *Katup pasak berputar*

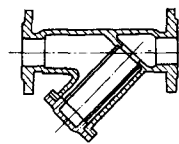
Katup pasak sederhana konstruksinya, seperti terlihat pada Gbr. 7.18, digunakan untuk mengatur aliran fluida dengan jalan memutar pasak penyumbatnya sampai 90° . Dengan katup pasak ini pengaturan aliran fluida dapat dilakukan lebih cepat dari pada katup bola, tetapi kurang baik untuk operasi buka-tutup yang terlampau sering.

(5) *Saringan isap*

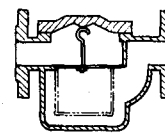
Saringan isap berfungsi menyaring debu, tanah dan pasir, serbuk logam, dan kotoran lain yang dapat mengakibatkan terjadinya endapan pada pipa, katup dan perlengkapan lainnya, sehingga tidak dapat bekerja baik atau rusak. Seperti terlihat pada Gbr. 7.19, saringan isap tersedia dalam dua jenis, yaitu bentuk-Y (ukuran kecil) dan bentuk-U (ukuran besar). Untuk menahan partikel debu, saringan isap dilengkapi dengan kasa perunggu dari 10–15 mes dan pelat perunggu berlubang-lubang kecil berdiameter 0,5–3 mm. Kotoran yang tertahan pada saringan isap dapat dibersihkan dengan cara membuka tutup bawah.



Gbr. 7.18 Katup pasak berputar.



(a) Jenis Y



(b) Jenis U

Gbr. 7.19 Saringan isap.

7.6 Pemasangan Pipa

7.6.1 Penyambungan Pipa

(1) *Pipa baja*

Ada tiga macam cara penyambungan pipa baja, yaitu: penyambungan ulir, penyambungan las dan penyambungan flens.

Penyambungan dengan ulir dilaksanakan dengan terlebih dahulu membuat ulir pada kedua ujung dengan menggunakan alat pembuat ulir, secara manual atau dengan mesin pembuat ulir. Kemudian kedua ujung pipa tersebut disekrupkan pada penyambung ulir yang hendak dipakai. Perlu diperhatikan di sini bahwa sebelum proses penyambungan dilaksanakan, kedua ujung pipa harus dibersihkan supaya bebas dari serbuk dan tatal logam yang terjadi pada waktu membuat ulir.

Penyambungan pipa dengan las dilaksanakan dengan proses las oxiasetilen atau dengan las listrik. Jenis pengelasan yang diterapkan di sini adalah jenis las ujung (*butt weld*).

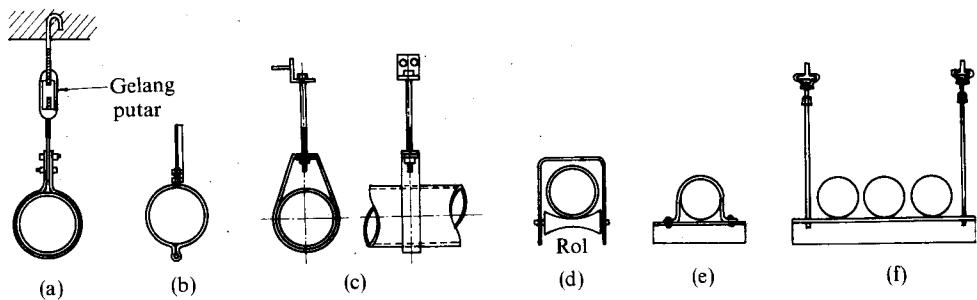
(2) *Pipa tembaga*

Ada tiga jenis sambungan pipa yang dapat digunakan di sini, yaitu: sambungan kompresi, sambungan solder sisipan dan sambungan las.

7.6.2 Penunjang Pipa

Pipa harus ditunjang oleh pondasi atau penggantung pipa untuk mencegah lenturan yang dapat terjadi karena berat pipa sendiri, katup, dan fluida yang mengalir di dalamnya.

Beberapa macam penggantung pipa yang dapat digunakan ditunjukkan dalam Gbr. 7.20. Sedangkan Tabel 7.10 memberikan data jarak antara dua penunjang pipa yang disarankan



Gbr. 7.20 Penggantung pipa.

Tabel 7.10 Jarak antara penunjang pipa yang disarankan.

(a) Pipa baja

Diameter nominal A	20 atau kurang	25–40	50–80	90–150	200 atau lebih
Jarak maximum (m)	1,8	2,0	3,0	4,0	5,0

(b) Pipa tembaga

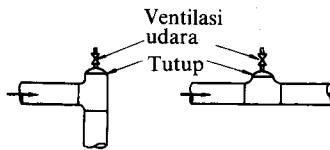
Diameter nominal A	20 atau kurang	25–40	50	65	80	150 atau lebih
Jarak maximum (m)	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0

7.6.3 Kemiringan Pipa

Sistem pipa yang menyalurkan air dingin atau air panas disusun dengan kemiringan $1/250$ atau lebih ke arah katup ventilasi udara atau tangki ekspansi terbuka, sedemikian rupa sehingga gelembung udara dan air akan mengalir bersama-sama dengan mudah.

Di tempat, di mana udara diperkirakan berhenti, sebaiknya dipasang tabung udara seperti terlihat pada Gbr. 7.21 yang dilengkapi dengan ventilasi udara otomatis atau manual. Katup pembuang dipasang pada beberapa bagian pipa yang sesuai, untuk mempermudah pembuangan. Dalam hal tersebut posisi pipa ditetapkan miring ke arah katup pembuang.

Kondensor dan evaporator dari mesin refrigerasi dan koil udara dari penyegar udara dilengkapi dengan katup pembuang di bagian bawah dan katup ventilasi udara di bagian atas.



Gbr. 7.21 Ventilasi udara.

7.6.4 Expansi dan Kontraksi pada Pipa

Pipa dapat mengembang dan mengerut sebagai akibat dari perubahan temperatur, pada waktu menyalurkan air dingin atau air panas, ataupun pada waktu tidak digunakan. Besarnya ekspansi atau kontraksi ΔL (m) dapat dinyatakan sebagai

$$\Delta L = CL (t_2 - t_1) \quad (\text{m}) \quad (7.9)$$

di mana,

C = koefisien ekspansi linier (m/m °C)

L = panjang pipa pada temperatur t_1 (m)

t_1 = temperatur awal pipa (°C)

t_2 = temperatur setelah terjadi pemanasan atau pendinginan pada pipa (°C)

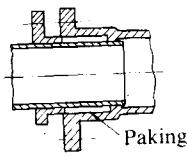
Koefisien ekspansi linier pipa, C , pada umumnya dapat dinyatakan sebagai fungsi temperatur pangkat dua. Dalam praktek, dapat digunakan data tersebut pada Tabel 7.11.

Tabel 7.11 Koefisien ekspansi linier beberapa material pipa.

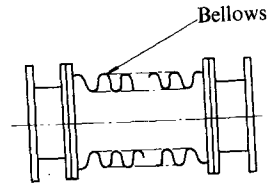
Daerah temperatur Material	-100-0°C	0-100°C	100-200°C	200-300°C
Baja karbon (0,3-0,4C)	$10,4 \times 10^{-6}$	$11,5 \times 10^{-6}$	$11,9 \times 10^{-6}$	$12,6 \times 10^{-6}$
Besi tuang	8,3	10,4	11,0	11,7
Baja	15,7	16,6	16,9	17,3
Baja tahan karat (18-8)	16,2	16,7	17,2	17,6
Aluminium	21,0	24,0	24,7	25,0

Jika kedua ujung dari sebuah pipa lurus terikat dengan kokoh sehingga tidak mungkin dapat berexpansi dan berkontraksi, maka perubahan temperatur pipa akan menyebabkan tegangan tekan atau tegangan tarik. Hal tersebut terakhir dapat menyebabkan kerusakan pada bagian pipa yang terikat itu, atau membengkokkan pipa. Untuk memberikan kesempatan pada pipa berexpansi atau berkontraksi, maka sistem pipa perlu dilengkapi dengan sambungan ekspansi.

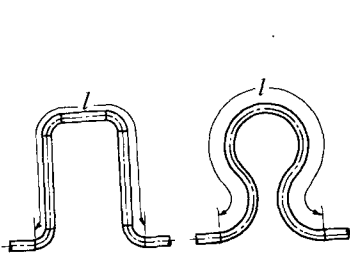
Ada empat jenis sambungan ekspansi, yaitu: sambungan ekspansi geser, seperti terlihat pada Gbr. 7.22, yang memungkinkan pipa bergeser pada sambungannya; jenis bellows, seperti terlihat pada Gbr. 7.23, di mana bellows dapat mengembang dan mengerut; jenis ekspansi ikal, seperti terlihat pada Gbr. 7.24; jenis sambungan putar, seperti terlihat pada Gbr. 7.25, yang memberikan kemungkinan ekspansi dan kontraksi bagi pipa utama karena adanya bagian pipa yang dapat memuntir pada beberapa belokan.



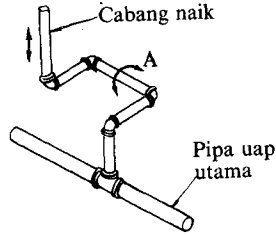
Gbr. 7.22 Sambungan ekspansi geser.



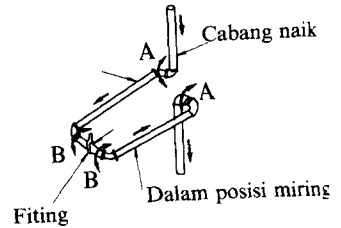
Gbr. 7.23 Sambungan ekspansi dengan bellows.



Gbr. 7.24 Ekspansi ikal.



(a)



(b)

Gbr. 7.25 Sambungan putar.

Untuk sambungan ekspansi ikal terbuat dari pipa baja, panjang dari bagian ekspansi.

$$l = 73 \sqrt{d \cdot \Delta L} \quad (7.10)$$

di mana,

l = panjang dari bagian ekspansi (mm)

d = diameter luar pipa (mm)

ΔL = ekspansi linier pipa yang harus ditampung (mm)

7.6.5 Tangki Ekspansi

Sistem pipa air dengan rangkaian tertutup diisi air pada temperatur normal, di mana air tersebut disirkulasikan setelah melaksanakan fungsi mendinginkan atau memanaskan. Sebelum dan sesudah mulai beroperasi, atau apabila terjadi perubahan temperatur air yang ada di dalam pipa itupun akan berexpansi atau berkontraksi. Air yang berexpansi atau berkontraksi itu dapat menyebabkan, berturut-turut, kenaikan atau penurunan tekanan. Tentu saja hal tersebut akan menyebabkan timbulnya gangguan operasional. Oleh karena itu diperlukan tangki ekspansi untuk menampung kemungkinan ekspansi dan kontraksi tersebut di atas.

Jumlah air yang berexpansi tergantung dari jumlah air total yang digunakan.

$$v = \left(\frac{1}{\gamma_2} - \frac{1}{\gamma_1} \right) V(l) \quad (7.11)$$

di mana,

v = jumlah air yang berexpansi (l)

V = jumlah air total yang bersirkulasi (l)

γ_1 = berat jenis air sebelum pemanasan, pada temperatur T_1 (kg/l)

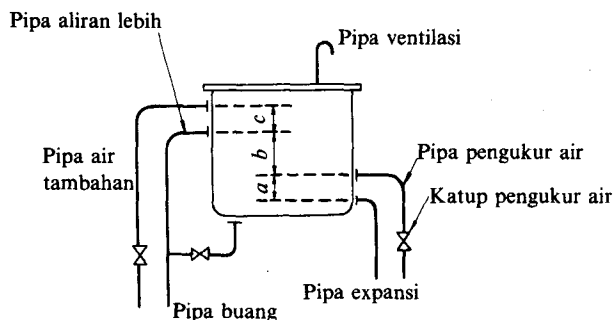
γ_2 = berat jenis air sesudah pemanasan, pada temperatur T_2 (kg/l)

Tabel 7.12 memberikan data berat jenis dan temperatur air.

Tabel 7.12 Berat jenis air.

Temperatur (°C)	Berat jenis γ (kg/l)	$1/\gamma$ (l/kg)
0	0,999 84	1,000 16
10	0,999 70	1,000 30
20	0,998 20	1,001 80
30	0,995 64	1,004 38
40	0,992 21	1,007 85
50	0,988 04	1,012 10
60	0,983 21	1,017 08
70	0,977 78	1,022 72
80	0,971 80	1,029 02
90	0,965 31	1,035 94
100	0,958 3	1,043 51
110	0,951	1,051 5
120	0,943	1,060 4
130	0,935	1,069 5
140	0,926	1,079 9
150	0,917	1,090 5
160	0,908	1,101 3
170	0,898	1,113 5
180	0,887	1,127 3
190	0,876	1,141 5
200	0,865	1,156 0

Tangki ekspansi di mana permukaan air terbuka terhadap atmosfer, dinamai tangki ekspansi terbuka. Untuk tangki ekspansi terbuka, jumlah air yang ber ekspansi sama dengan dua sampai tiga kali jumlah yang diperoleh dari hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan (7.11). Selanjutnya, ukuran dari tangki ekspansi air dapat ditetapkan berdasarkan Gbr. 7.26. Di samping itu, Tabel 7.13 memberikan ukuran sambungan pipa dengan tangki ekspansi terbuka.



- a: 150 mm
- b: Dua kali fluktuasi air karena adanya ekspansi
- c: 100–200 mm

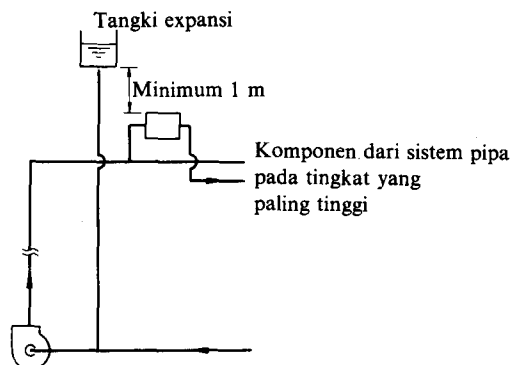
Gbr. 7.26 Tangki ekspansi terbuka.

Tabel 7.13 Ukuran pipa penghubung ke tangki ekspansi.

Kapasitas tangki (l)	Pipa air tambahan	Pipa buang	Pipa aliran lebih	Pipa pemeriksa	Pipa ventilasi udara
~1000	20A	15A	32A	20A	25A
1000-4000	25A	20	40	—	25
4000 ke atas	32A	25	50	—	25

Tangki ekspansi terbuka, seperti terlihat pada Gbr. 7.27, dihubungkan dengan lubang isap dari pompa sirkulasi dan diletakkan sekurang-kurangnya 1 meter di atas titik tertinggi dari instalasi.

Apabila tangki ekspansi hendak diletakkan di bawah titik tertinggi dari instalasi, atau apabila temperatur kerja air dapat mencapai 100°C atau lebih, sedangkan penguapan air tidak dikehendaki, maka haruslah digunakan tangki ekspansi tertutup.



Gbr. 7.27 Lokasi tangki ekspansi dalam sistem pipa.

7.7 Isolasi Pipa

Apabila perbedaan antara temperatur fluida kerja dan sekitarnya cukup besar, seperti pada air dingin atau air panas, maka akan terjadi perpindahan kalor sehingga terjadi kenaikan atau penurunan temperatur dari fluida kerja tersebut. Jadi, apabila air dingin mengalir di dalam pipa yang temperatur permukaannya lebih rendah dari titik embun udara atmosfer, uap air dalam udara akan mengembun pada permukaan pipa. Untuk mengurangi pemasukan kalor atau pengeluaran kalor dari fluida kerja melalui dinding pipa, serta untuk mencegah terjadinya pengembunan tersebut, pipa harus dibalut dengan bahan isolasi.

Bahan isolasi yang diperlukan itu tersedia dari bahan lunak dalam bentuk cetak, misalnya asbestos dan serat gelas; dan bahan isolasi keras, seperti magnesium karbida, kalsium silikat dan busa polistilen, dalam bentuk cetak. Di samping itu, dapat pula dipergunakan bahan dari bulu binatang ternak.

Konduktivitas termal dari bahan isolasi tersebut kira-kira 0,03 kcal/mh°C–0,05 kcal/mh°C. Tebal isolasi pipa berkisar antara 20 mm–50 mm; makin besar diameter pipa, makin tebal pula lapisan isolasinya. Selanjutnya, dalam usaha memberikan isolasi yang baik, hendaknya permukaan luar isolasi dibuat tahan air untuk mencegah perembesan air embun melalui isolasi.

BAB 8. PENGONTROLAN PENYEGARAN UDARA

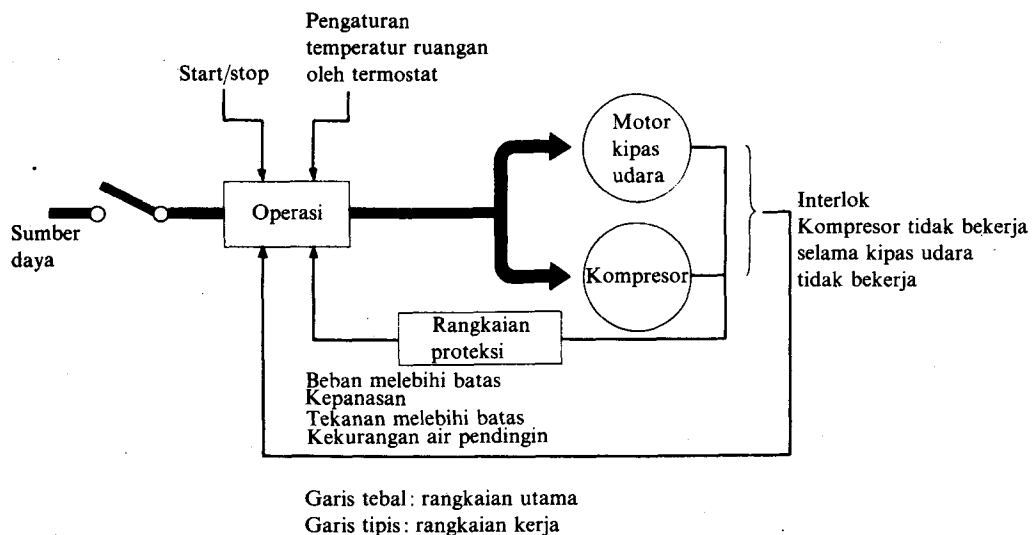
8.1 Pengontrolan Otomatik Sistem Penyegaran Udara

8.1.1 Rangkaian Utama dan Cara Kerja

Pengontrolan sistem penyegaran udara ditujukan untuk mengatur kerja mesin supaya dapat melayani perubahan beban kalor, sehingga dapat mempertahankan kondisi ruangan pada tingkat keadaan yang diinginkan. Tingkat keadaan tersebut dinyatakan dengan temperatur dan kelembaban relatif. Dengan demikian pengontrolan tersebut mencakup menghentikan atau menjalankan mesin jika suatu tingkat keadaan ruangan sudah tercapai. Di samping itu, secara otomatis menghentikan kerja mesin dalam keadaan darurat.

Rangkaian listrik yang digunakan terdiri dari dua rangkaian. Rangkaian utama (atau rangkaian daya) melayani kebutuhan daya listrik untuk menjalankan motor listrik dan pemanas; rangkaian yang kedua adalah rangkaian operasi (atau rangkaian kontrol), digunakan untuk menyetart dan menghentikan kerja mesin atau peralatan. Sebuah contoh rangkaian listrik mesin penyegar udara dapat dilihat pada Gbr. 8.1

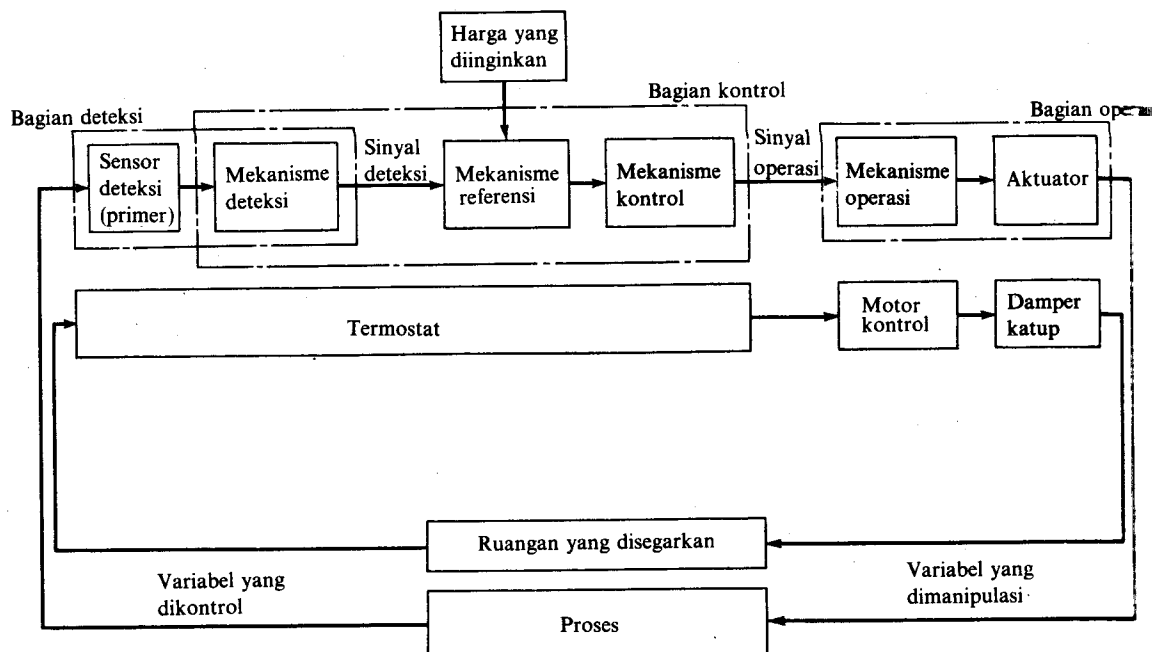
Dalam rangkaian kontrol, terdapat rangkaian pelindung yang berfungsi melindungi mesin penyegar apabila pada suatu saat ada pada kondisi kerja yang kritis.



Gbr. 8.1 Rangkaian listrik penyegar udara.

8.1.2 Kontrol Otomatik

Untuk mengatur kerja sistem penyegaran udara diperlukan beberapa komponen utama, yaitu (Lihat Gbr. 8.2):



Gbr. 8.2 Komponen dari sistem kontrol otomatis.

Bagian deteksi (sensor): Berfungsi menyatakan temperatur dan kelembaban ruangan yang hendak dikontrol.

Bagian kontrol: Berfungsi menerima sinyal dari sensor, membandingkan dengan tingkat keadaan yang diinginkan, dan mengirimkan sinyal pengoreksi ke bagian operasi yang bersangkutan.

Bagian operasi: Berfungsi menerima sinyal pengoreksi dari bagian kontrol dan selanjutnya menjalankan bagian mesin yang bersangkutan.

Boleh dikatakan bahwa dasar dari pengontrolan penyegaran udara adalah mengontrol temperatur udara ruangan. Susunan komponen dan kerja sistem kontrol dari sistem penyegaran udara dapat dilihat pada Gbr. A



Gbr. A

Dalam sistem kontrol tersebut di atas, temperatur udara ruangan dideteksi, kemudian mengirimkan sinyal tersebut ke bagian kontrol yang akan menghasilkan sinyal pengoreksi ke bagian operasi.

Jadi, dalam rangkaian sistem kontrol akan terjadi aliran sinyal, di mana sinyal yang keluar dari satu komponen akan menjadi masuk ke komponen berikutnya, sehingga

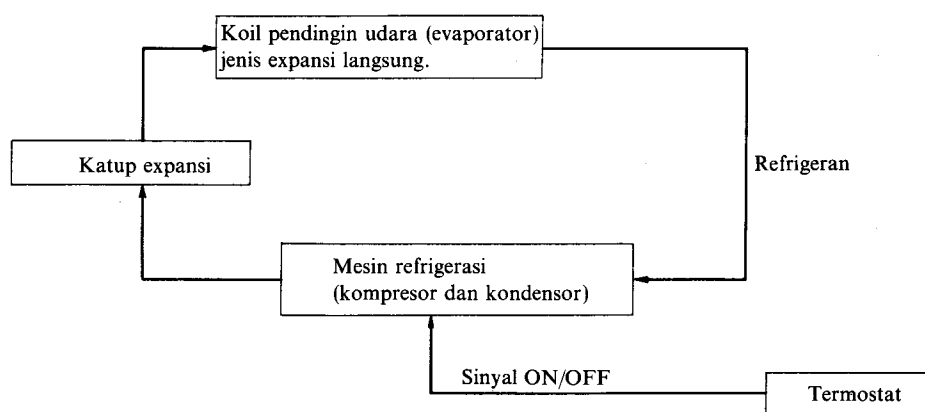
secara keseluruhan akan merupakan rangkaian tertutup (balikan, *feed back*). Teknik kontrol yang meliputi proses balikan (proses memberitahukan hasil kerja sistem penyegaran udara kepada bagian kontrol) tersebut sangatlah penting.

8.1.3 Kontrol Otomatik dari Penyegar Udara

Penyegar udara jenis paket terdiri dari kompresor, koil pendingin udara, koil pemanas udara, kipas udara, pelembab dan kondensor. Untuk mengatur kondisi operasinya dengan cermat, supaya dapat diperoleh tingkat keadaan yang diinginkan, diperlukan alat kontrol yang sebaik-baiknya.

(1) Pengontrolan Kompresor [Lihat Gbr. 8.3 (a)]

Pada mesin refrigerasi, biasanya digunakan alat kontrol otomatis yang dapat menjalankan dan menghentikan kerja kompresor, yaitu dengan menggunakan termostat.



(a) Pengaturan mesin refrigerasi

(2) Pengontrolan Pemanas Listrik [Lihat Gbr. 8.3 (b)]

Ada tiga jenis pemanas yang tersedia, yaitu pemanas listrik, air panas dan uap. Jenis sistem kontrol yang digunakan tergantung dari jenis sumber kalor. Kontrol start/stop (ON/OFF) biasanya dipakai pada pemanas listrik.

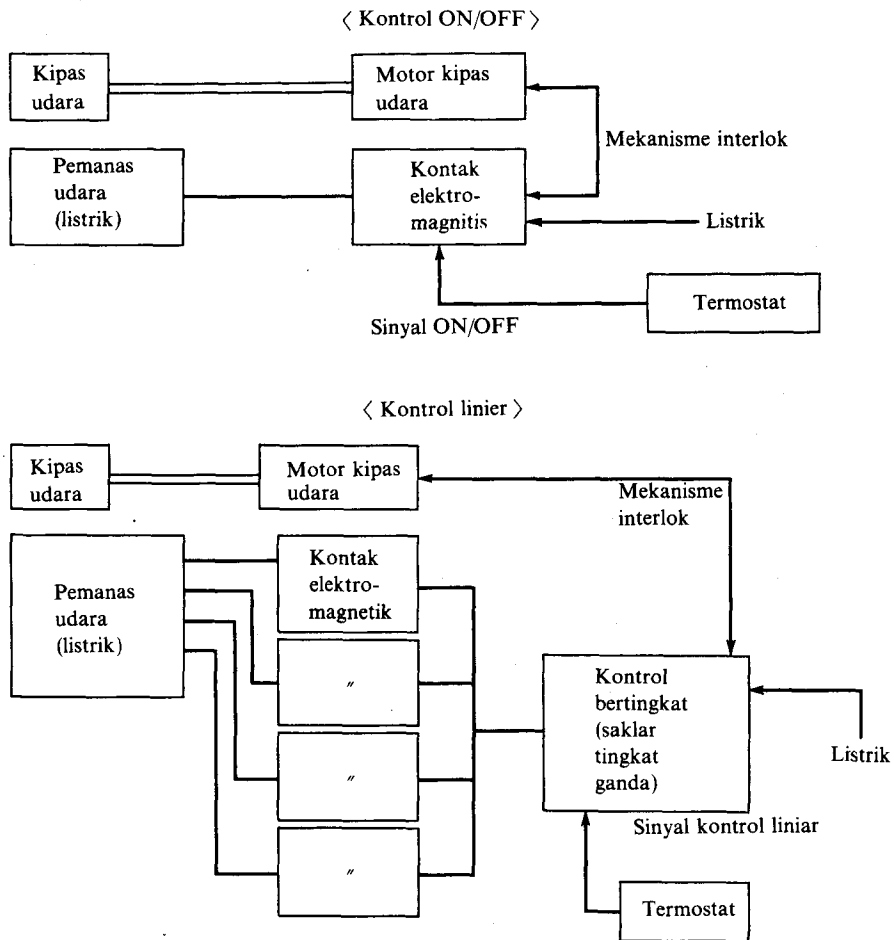
(3) Pengontrolan Pemanas Air Panas dan Pemanas Uap [Lihat Gbr. 8.3 (c)]

Bagi pemanas udara atau pemanas ulang udara dengan air panas atau uap sebagai fluida pemanas, pengontrolan dilakukan terhadap laju alirannya.

Catatan: Pemanas ulang berfungsi menurunkan kelembaban relatif pada temperatur udara ruangan yang konstan. Dalam hal ini, udara didinginkan untuk memperoleh temperatur embun yang rendah, kemudian dipanaskan kembali sampai mencapai temperatur yang diinginkan sebelum dikeluarkan ke dalam ruang. Proses pemanasan tersebut di atas dinamai pemanasan ulang (*reheating*), seperti dilukiskan pada Gbr. 8.5

(4) Pengontrolan Pelembab [Lihat Gbr. 8.3 (d)]

Untuk penyegar, biasanya digunakan jenis pancaran air atau uap pelembab jenis panci penguap, yang dikontrol berdasarkan sistem start/stop (ON/OFF).



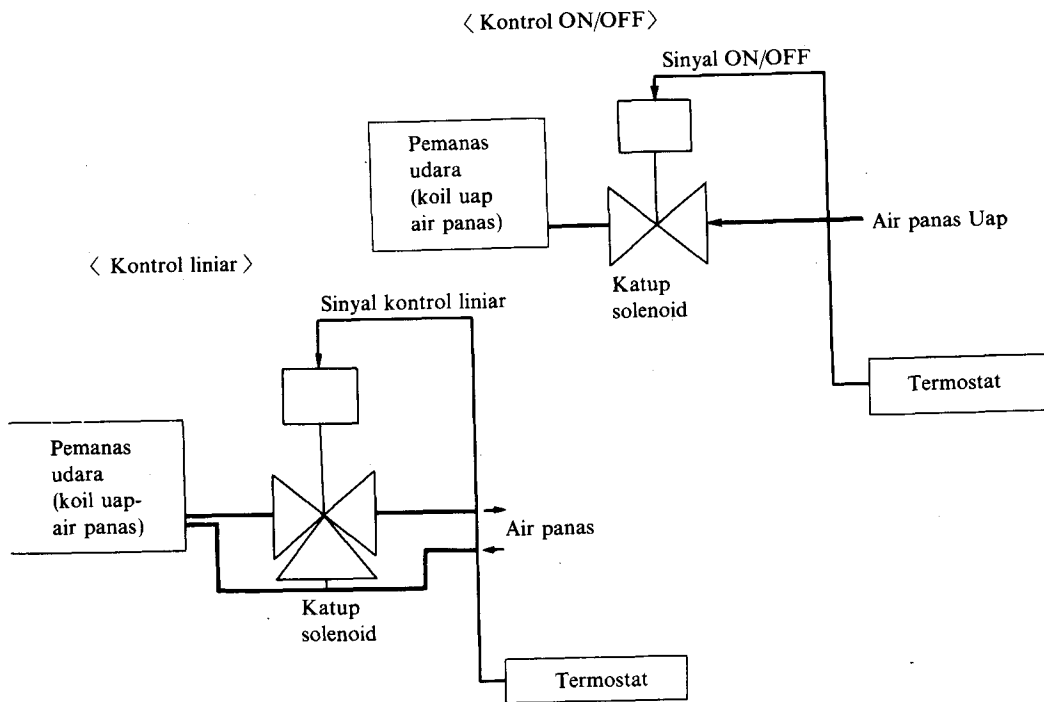
(b) Pengaturan pemanas listrik

Gbr. 8.3(a), (b) Kontrol otomatis dari penyebar udara.

8.1.4 Pemilihan Alat Kontrol

Alat kontrol pada penyebar udara dapat merupakan unit tunggal atau suatu kombinasi beberapa unit sesuai dengan tujuan dan derajat ketelitian yang dikehendaki. Berikut ini adalah beberapa faktor pertimbangan penting bagi pemilihan alat kontrol otomatis:

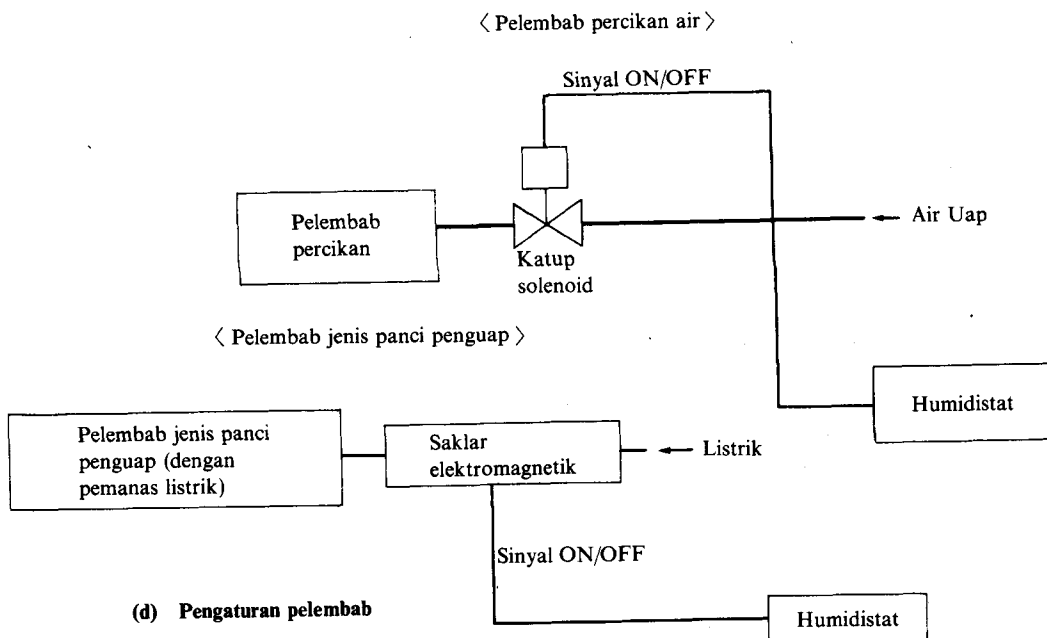
- 1) Harus dipilih sistem penyebaran udara yang tepat. Penyebar udara dirancang berdasarkan beban kalor puncak, tetapi biasanya beroperasi pada beban parsial. Oleh karena itu diperlukan alat kontrol otomatis. Namun, apabila kondisi beban ternyata jauh menyimpang dari kondisi rancangannya, yaitu terlampaui rendah atau terlampaui tinggi, maka hal tersebut berarti bahwa sistem penyebaran udara yang dipilih sangat tidak tepat. Jadi, tak akan diperoleh penyebaran udara yang sesuai dengan yang diinginkan, bagaimanapun baiknya alat kontrol yang digunakan.



(c) Pengaturan Pemanas Uap dan Air Panas

Catatan; Untuk pelayanan air panas, sebaiknya digunakan katup selenoid tiga-jalan; untuk pelayanan uap bisa digunakan katup solenoid yang tersedia

Gbr. 8.3(c) Kontrol otomatis dari penyegar udara.



(d) Pengaturan pelembab

Gbr. 8.3(d) Kontrol otomatis dari penyegar udara.

- 2) Untuk penyegar udara, cara yang dapat digunakan untuk mengatur temperatur dan kelembaban udara ruangan adalah : mengontrol aliran refrigeran atau fluida pemanas ; atau mengontrol laju aliran udara masuk ke dalam ruangan.
- 3) Penggunaan alat kontrol temperatur dan kelembaban dengan ketelitian tinggi membawa konsekuensi harga instalasi yang tinggi. Oleh karena itu, derajat ketelitiannya hendaknya ditentukan secukupnya, misalnya $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, atau $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$.
- 4) Untuk unit berukuran kecil dan sistem kontrol yang sederhana, lebih disukai alat kontrol yang bekerja sendiri (*self operated controllers*). Apabila alat kontrol tersebut terakhir tidak cukup teliti, biasanya digunakan alat kontrol listrik. Dalam hal diperlukan derajat ketelitian kontrol yang tinggi, dan untuk sistem penyegaran udara berkapasitas tinggi, dapat digunakan alat kontrol jenis elektronik, pneumatik, atau elektronik-pneumatik.
- 5) Sistem kontrol hendaknya dibuat sesederhana mungkin, sehingga mudah pemasangan dan penyetelannya.
- 6) Detektor temperatur dan kelembaban udara hendaknya dipasang di posisi yang tepat, supaya hasil pengukurannya tepat pula.
- 7) Di samping itu, rangkaian kontrol manual juga harus dipasang, untuk melengkapi keperluan operasi percobaan dan untuk digunakan dalam keadaan darurat.

8.1.5 Beberapa Sistem Kontrol pada Penyegar Udara Jenis Paket

Berikut ini adalah beberapa contoh sistem kontrol yang biasa digunakan pada sistem penyegaran udara dengan unit penyegar udara.

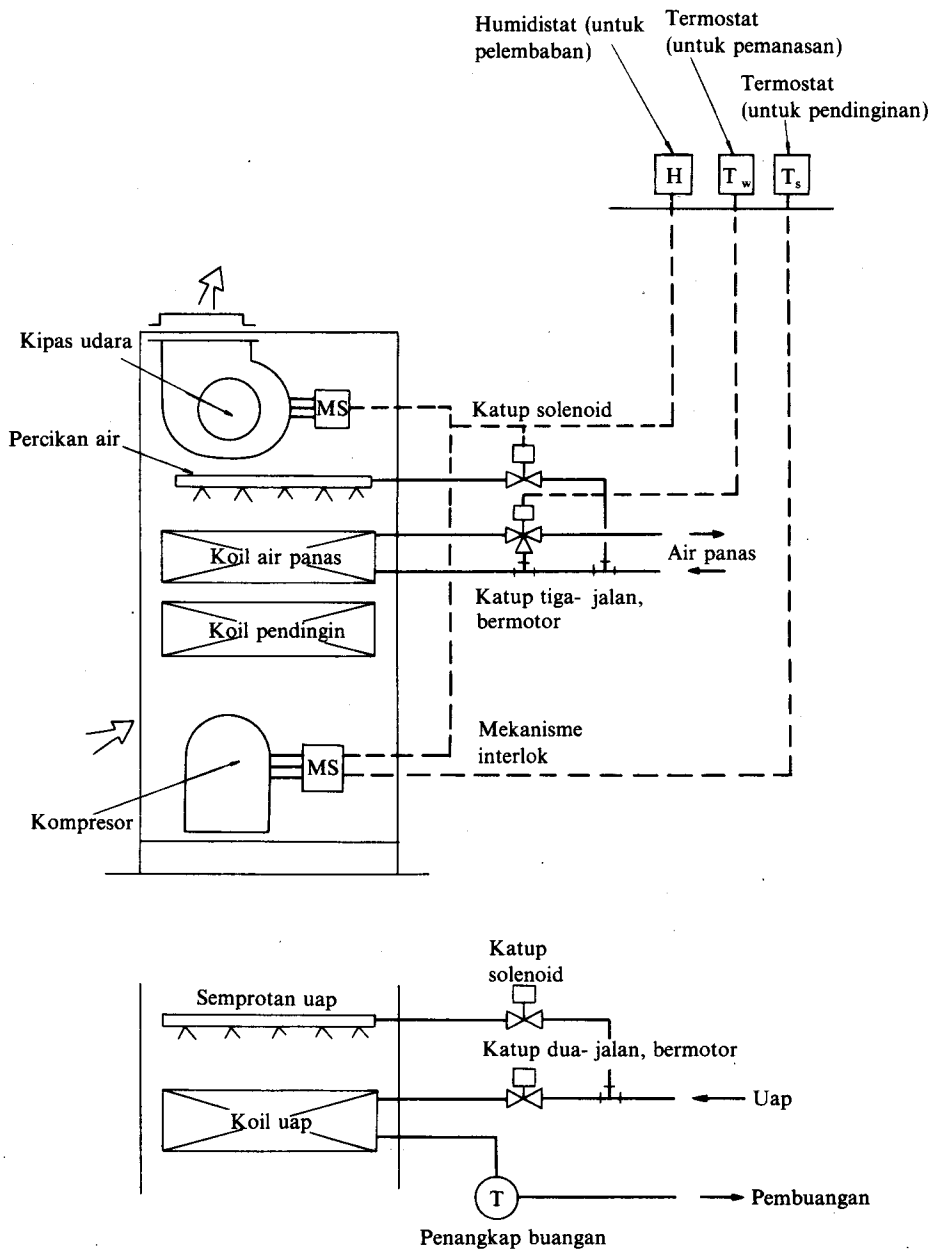
- (1) *Sistem kontrol yang biasa dipakai pada unit yang menggunakan koil ekspansi langsung dengan air panas*

Gbr. 8.4 memberikan sebuah contoh sistem kontrol untuk penyegar udara, di mana terdapat pemanas dengan air panas dan pelembab dengan pancaran air. Fungsi alat :

- (a) Pengontrol mesin refrigerasi
Sinyal (kontak ON/OFF) dari termostat yang dipasang pada mesin penyegar udara dapat menyetart dan menghentikan kerja kompresor.
- (b) Pengontrol pemanas-air panas
Sinyal dari termostat merupakan sinyal kontrol linier bagi motor penggerak katup tiga-jalan pengatur aliran air panas, sehingga dapat mengatur laju aliran air panas sesuai dengan keperluannya. Termostat tersebut biasanya dari jenis ruangan (*room type*).
- (c) Pengontrol pelembab
Sinyal dari pelembab merupakan sinyal kontrol ON/OFF bagi katup solenoid yang dipasang pada pelembab. Dengan cara tersebut, aliran air panas atau uap yang dipancarkan dapat diatur atau dihentikan sesuai dengan yang diperlukan.

Catatan :

- 1) Ukuran lubang katup yang digerakkan oleh motor harus dapat ditentukan dengan tepat. Pipa simpang (termasuk katup simpang) hendaknya dilengkapi dengan katup yang digerakkan oleh motor.
- 2) Kipas udara dan pelembab harus dihubungkan dengan kompresor supaya pelembab tidak bekerja selama kipas udara tidak bekerja.



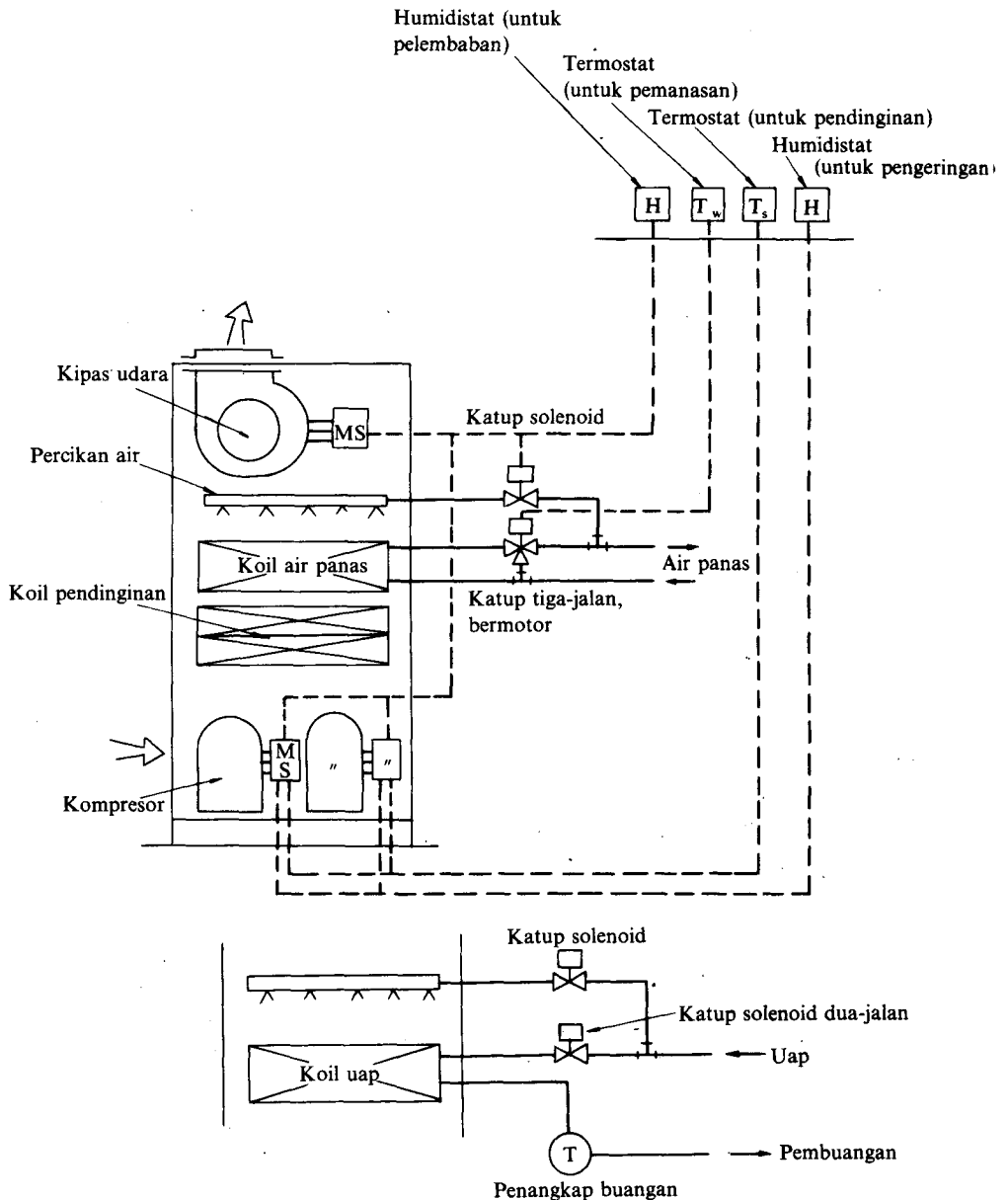
Gbr. 8.4 Sistem kontrol dengan koil air panas/koil ekspansi langsung (atau koil uap/koil ekspansi langsung).

- 3) Demikian juga hendaknya katup-air panas, yang dijalankan oleh motor, dihubungkan dengan kipas udara. Perlu diperhatikan di sini bahwa apabila digunakan uap sebagai fluida kerja koil pemanas udara, hendaknya dipakai katup dua-jalan, yang dijalankan oleh motor listrik, untuk mengatur laju aliran uap.

(2) *Pengontrolan kombinasi sistem yang terdiri dari kompresor dan pemanas ulang (1), seperti terlihat pada Gbr. 8.5*

(a) Pengontrolan mesin refrigerasi (pengontrolan temperatur dalam pendinginan)

Apabila ada dua kompresor dipergunakan dalam mesin refrigerasi, di mana keduanya dapat dikontrol secara terpisah, maka pengontrolan start dan stop kedua kompresor tersebut hendaknya dilaksanakan pada kondisi yang berbeda. Misalnya, dengan mengatur kompresor pertama OFF pada 26°C dan kompresor kedua OFF pada 24°C , dapat mengurangi fluktuasi temperatur ruangan.



Gbr. 8.5 Sistem kontrol kombinasi kompresor dan pemanas ulang (1) (Dengan koil air panas atau koil pemanas uap).

- (b) Pengontrolan mesin refrigerasi (pengontrolan kelembaban dalam pendinginan).

Dalam melayani keperluan pendinginan, apabila kelembaban harus diatur dengan baik, mesin refrigerasi dan pemanas (pemanas ulang) udara harus dikontrol secara bersamaan. Untuk hal tersebut, mesin refrigerasi dapat distart atau distop dengan menggunakan sinyal ON/OFF dari termostat ruangan lihat keterangan pada (a) maupun dari humidistat. Jadi, apabila kelembaban naik, mesin refrigerasi tetap bekerja sehingga temperatur ruangan akan turun. Maka air panas harus dialirkan melalui koil pemanas ulang supaya dapat menaikkan temperatur udara sebelum dimasukkan kembali ke dalam ruangan.

- (c) Pengontrolan pemanas-air panas

Dilaksanakan dengan cara seperti diterangkan dalam (1)

- (d) Pengontrolan pelembab

Dilaksanakan dengan cara seperti diterangkan dalam (1) dengan catatan yang sama

- (3) *Pengontrolan sistem kombinasi unit kompresor dan pemanas ulang (2)*

Gbr. 8.6 memberikan sebuah contoh penyebar udara yang dilengkapi dengan pemanas listrik dan pelembab jenis panci penguap, serta dilayani oleh dua kompresor refrigerasi.

- (a) Pengontrolan mesin refrigerasi (pengontrolan temperatur dalam pendinginan).

Dilaksanakan dengan cara seperti diterangkan dalam (2) (a).

- (b) Pengontrolan mesin refrigerasi (pengontrolan kelembaban dalam pendinginan)

Dilaksanakan dengan cara seperti diterangkan dalam (2) (a), kecuali bahwa dalam hal ini digunakan pemanas listrik.

Pemanas listrik digunakan untuk melayani keperluan pemanasan ataupun pendinginan. Dalam pemanasan ulang, sekurang-kurangnya harus ada dua tingkatan kapasitas yang digunakan, untuk memudahkan atau memungkinkan penggunaan kontrol bertingkat ganda. Di samping itu, harus digunakan termostat linier yang akan memberikan sinyal untuk memutar motor pengatur bertingkat dan menutup atau membuka saklar mikro (*microswitch*), sesuai dengan sudut kam yang dipasang pada poros motor. Dengan cara demikian, dapatlah diatur besarnya arus listrik yang harus diberikan kepada pemanas listrik.

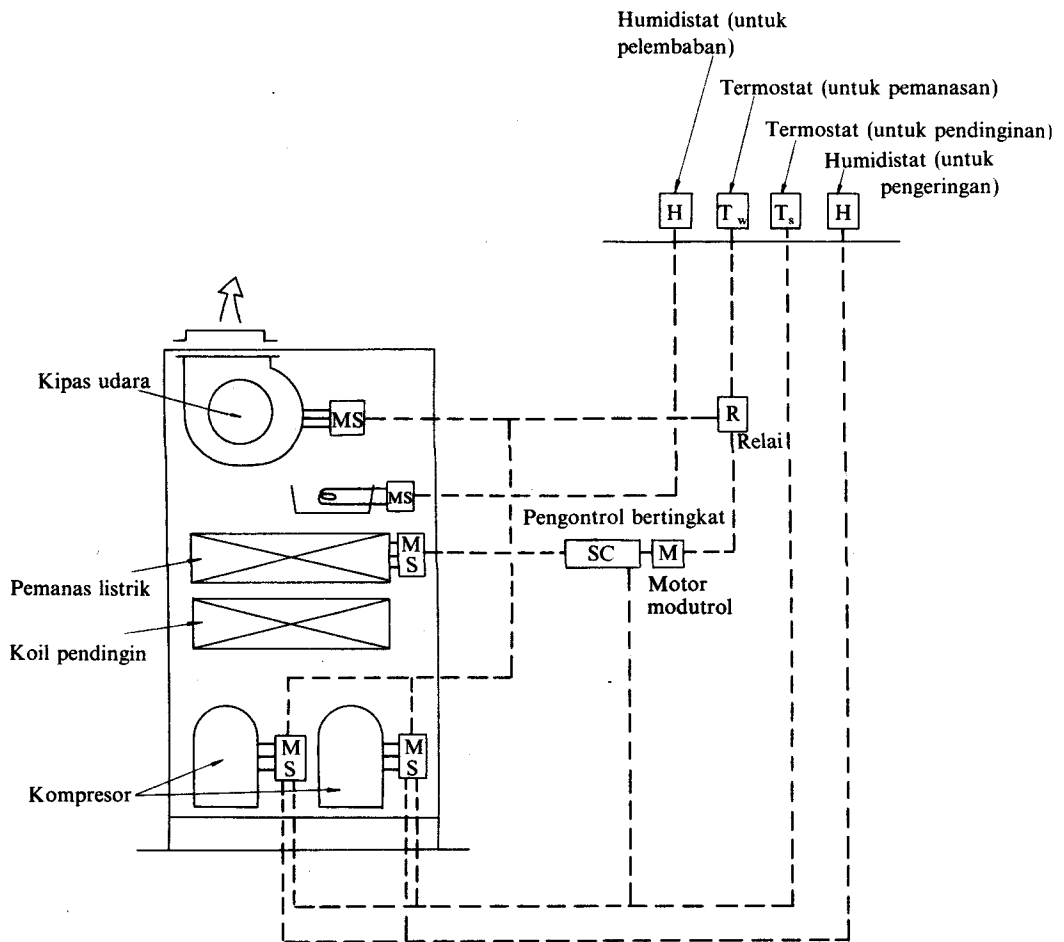
- (c) Pengontrol pemanas listrik.

Dalam hal ini digunakan cara yang sama dengan yang telah diuraikan dalam (b), di mana digunakan pengaturan bertingkat.

- (d) Dengan pemanas listrik, hanya dapat digunakan pelembab jenis panci penguap karena tidak tersedia sumber kalor lain untuk membuat uap.

Sinyal dari humidistat akan menjalankan kontrol ON/OFF bagi pemanas listrik dari pelembab jenis panci penguap. Berikut ini adalah beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam penggunaan alat kontrol:

- 1) Pemanas listrik harus dihubungkan dengan kipas udara dan harus selalu dilengkapi dengan alat pencegah kepanasan (*overheat*). misalnya dengan saklar-temperatur otomatis.
- 2) Pelembab jenis panci penguap harus dilengkapi dengan alat untuk mencegah pemanas listrik bekerja tanpa ada air dalam panci
- 3) Kapasitas total (dalam kW) dari daya listrik hendaknya dibagi dalam beberapa bagian untuk memungkinkan digunakannya pengontrolan bertingkat. Makin banyak jumlah tingkatnya, kapasitas listrik dari setiap tingkat dapat dibuat lebih kecil sehingga dapat memberikan kemungkinan pengontrolan yang lebih teliti.



Gbr. 8.6 Sistem kontrol kombinasi kompresor dan pemanas ulang (2) (Dengan pemanas listrik sebagai sumber kalor).

8.2 Alat Kontrol Otomatik

8.2.1 Katup Keamanan, Selaput Pecah dan Sumbat Sekering

Alat pengaman yang diperlukan untuk melindungi mesin refrigerasi terhadap kerusakan karena tekanan kerja yang terlampaui tinggi, dapat berupa katup keamanan, selaput pecah dan sekering. Penjelasan tentang cara kerja, karakteristik dan penempatan alat pengaman tersebut akan diberikan sebagai berikut.

(1) Katup keamanan

Apabila tekanan refrigeran di dalam kompresor atau ketel naik melampaui batas kerja normal, katup akan membuka lubang saluran sehingga gas refrigeran akan keluar dan tekanannya akan turun. Dengan demikian dapat dicegah kerusakan pada alat dan sistem pipa yang digunakan, serta bahaya ledakan yang dapat mengakibatkan kecelakaan dan kerusakan yang lebih besar. Katup keamanan yang lazim dipakai adalah

dari jenis pegas. Ada tiga jenis yang tersedia, yaitu pelepasan buka (*open release*), penahanan kompresor (*compressor-contained*), dan pelepasan tekanan rendah (*low pressure portion release*).

Katup keamanan dapat dipasang pada kompresor, kondensor atau penerima, tetapi dengan ukuran lubang yang berbeda. Pada katup keamanan yang pertama, ukuran lubang dibuat sedemikian rupa sehingga dapat mengeluarkan jumlah gas lebih besar dari pada yang dikeluarkan kompresor pada kondisi operasi yang normal. Sedangkan untuk katup keamanan pada kondensor atau penerima, ukuran lubang dibuat supaya gas dapat keluar lebih cepat.

(a) Katup keamanan untuk kompresor: Ukuran lubang katup keamanan untuk kompresor dibuat supaya, dalam keadaan terbuka, dapat mengeluarkan gas sebanyak-banyaknya sesuai dengan volume langkah toraknya. Dalam hal ini diperkirakan,

$$d_1 \simeq c_1 \sqrt{V}$$

di mana,

d_1 = diameter lubang minimal dari katup keamanan kompresor, mm

V = kapasitas kompresor (m^3/h)

c_1 = konstanta:

0,9 untuk ammonia; 1,5 untuk R 500;

1,5 untuk R 12 ; 1,9 untuk R 502

1,6 untuk R 22 ; 1,4 untuk R 114

(b) Katup keamanan untuk tangki tekanan: Ukuran lubang katup keamanan untuk tangki tekanan hendaknya dibuat sedemikian rupa sehingga, apabila tekanan refrigeran mencapai suatu tekanan tertentu, dapat mengeluarkan refrigeran secukupnya. Ukuran lubang tersebut ditentukan berdasarkan ukuran tangki, yaitu

$$d_2 = c_2 \sqrt{DL}$$

di mana,

d_2 = diameter lubang minimum dari katup keamanan untuk tangki (mm)

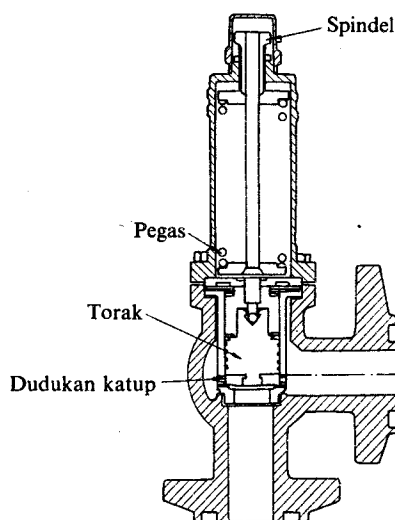
D = diameter luar tangki (mm)

L = panjang tangki (mm)

c_2 = konstanta; besarnya diperkirakan seperti tersebut di bawah ini

Refrigeran	c_2 untuk tangki tekanan tinggi	c_2 untuk tangki tekanan rendah
Ammonia	8	11
R 12	9	11
R 22	8	11
R 500	9	11
R 502	8	11
R 114	19	19

- (c) Tekanan kerja katup keamanan : Tekanan kerja katup keamanan hendaknya :
- 1) Tidak lebih tinggi dari tekanan uji bocor udara tekan
 - 2) Tidak lebih rendah dari tekanan kerja alat pelepas tekanan tinggi (saklar pemutus tekanan tinggi)
 - 3) Tidak lebih dari 0,8 tekanan uji hidrolik yang dilaksanakan terhadap kompresor dan tangki tekanan. Hal tersebut ditetapkan demikian meskipun, apabila saklar pemutus tekanan diatur supaya bekerja pada tekanan yang lebih tinggi, katup keamanan akan bekerja pada tekanan yang lebih tinggi pula. Gbr. 8.7 menunjukkan konstruksi katup keamanan yang banyak dipergunakan pada waktu ini. Katup tersebut adalah dari jenis pegas dengan tinggi angkat yang rendah, dengan dudukan katup terbuat dari teflon yang tahan terhadap sifat refrigeran.

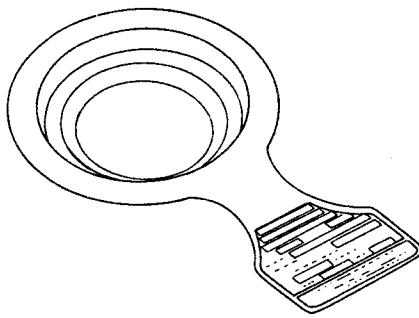


Gbr. 8.7 Konstruksi katup keamanan.

(d) Prinsip kerja katup keamanan : Apabila tekanan refrigeran melebihi tekanan maximum yang diperbolehkan (tekanan kerja), maka katup yang semula ditekan oleh pegas sehingga menempel rapat pada dudukannya, akan terangkat sehingga membuka lubang saluran katup. Dengan demikian, gas refrigeran akan keluar melalui lubang saluran katup tersebut secara otomatis. Tekanan refrigeran pada bidang katup yang luasnya sesuai dengan besarnya lubang saluran katup, mampu mengangkat katup setinggi-tingginya, sehingga gas akan keluar dengan cepat. Pengeluaran gas refrigeran tersebut akan mengakibatkan turunnya tekanan secara cepat pula. Dengan demikian katup akan menutup kembali, segera setelah tekanan refrigeran turun sampai mencapai tekanan operasi yang normal.

(2) *Selaput pecah*

Selaput pecah dapat digunakan sebagai pengganti katup keamanan, seperti terlihat pada Gbr. 8.8. Dalam hal tersebut, selaput yang telah pecah harus diganti dengan yang baru. Jika tidak, maka gas refrigeran akan mengalir keluar secara terus menerus meskipun tekanan refrigeran sudah menjadi lebih rendah dari pada tekanan kerja yang normal. Oleh karena itu selaput pecah jarang digunakan, kecuali pada mesin refrigerasi sentrifugal. Namun, pada selaput pecah jarang terjadi kebocoran seperti pada katup keamanan.



Gbr. 8.8 Selaput pecah.

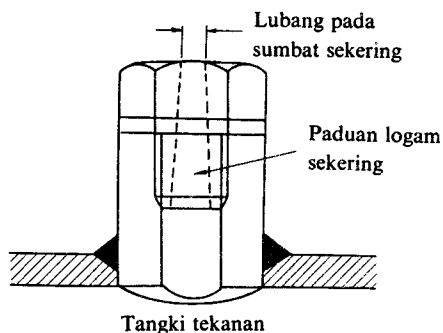
(3) Sumbat sekering

Sumbat sekering berupa sumbat berlubang yang diisi dengan logam yang akan melebur pada temperatur cukup rendah. Sumbat tersebut dipasang pada bagian tangki yang dapat dikenai gas refrigeran. Pada suatu kondisi operasi tertentu temperatur refrigeran dapat mencapai suatu temperatur cukup tinggi dan pada tekanan melebihi batas diperbolehkan (sesuai dengan hubungan antara tekanan jenuh dan temperatur jenuhnya). Dalam kondisi tersebut refrigeran dapat mencairkan logam penutup sumbat, sehingga gas refrigeran akan mengalir keluar (misalnya, pada temperatur 75°C atau lebih rendah).

Namun demikian, sumbat sekering hendaknya dipasang di tempat yang tidak dipengaruhi oleh temperatur gas keluar dari kompresor atau oleh temperatur air pendingin. Selain itu, sebaiknya sumbat sekering hanya dikenai gas refrigeran saja; diusahakan tidak dikenai refrigeran cair. Selanjutnya, lihat Tabel 8.1 dan Gbr. 8.9

Tabel 8.1 Komposisi paduan logam sekering (contoh).

Titik lebur (°C)	Kadar (%)			
	Bi	Cd	Pb	Sn
68	50	12,5	25	12,5
68	50,1	10	26,6	13,3
70	49,5	10,1	27,27	13,13
70	45,3	12,3	17,9	24,5
75	27,5	34,5	27,5	10



Gbr. 8.9 Sumbat sekering.

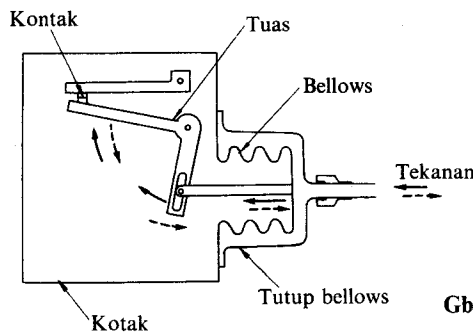
8.2.2 Saklar Tekanan

Saklar tekanan mendeteksi perubahan tekanan dan menutup atau membuka titik kontak dari saklar. Dengan cara demikian, pengontrolan tekanan dapat dilakukan secara otomatis. Beberapa jenis saklar tekanan adalah sebagai berikut:

- 1) Saklar pemutus tekanan tinggi
- 2) Saklar pemutus tekanan rendah
- 3) Saklar pemutus tekanan tinggi dan tekanan rendah
- 4) Saklar perbedaan tekanan
- 5) Saklar tekanan-tekanan minyak pelumas.

(1) Fungsi dan cara kerja

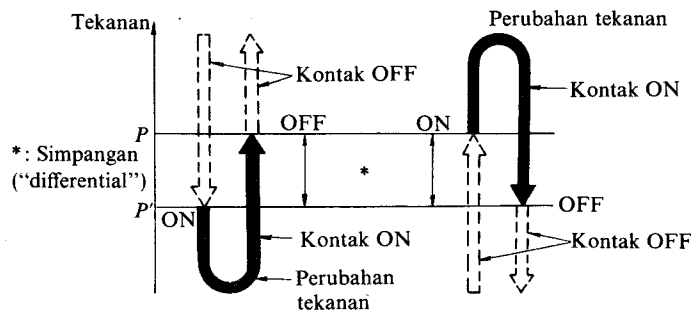
Saklar tekanan terdiri dari dua bagian utama, yaitu sensor tekanan (*bellows*) dan saklar. Bellows berexpansi atau berkontraksi sesuai dengan tekanan gas refrigeran, dan menggerakkan tuas saklar. Dengan cara demikian, titik kontak saklar akan terbuka atau tertutup (lihat Gbr. 8.10)



Gbr. 8.10 Konstruksi saklar tekanan.

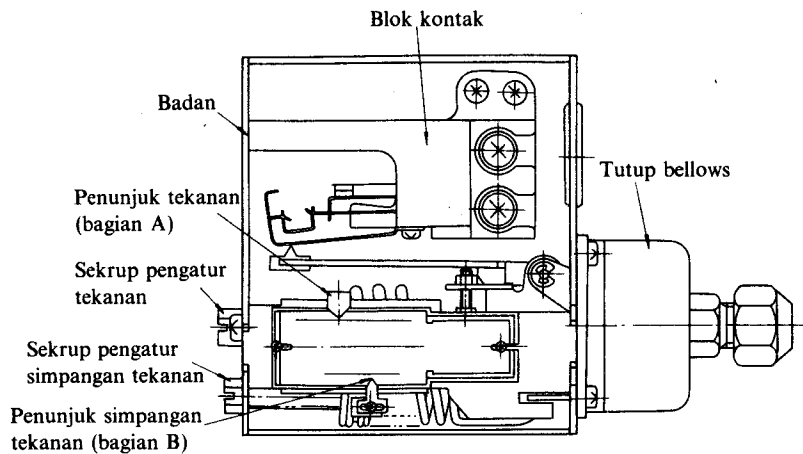
(2) Saklar pemutus tekanan tinggi dan tekanan rendah (saklar tekanan ganda)

(a) Fungsi: Saklar tekanan akan menutup atau membuka titik kontak, apabila sensor mendeteksi adanya kenaikan atau penurunan tekanan. Saklar yang kontaknya terbuka apabila tekanan refrigeran pada bellows ada pada kondisi yang lebih tinggi dari lebih rendah dari tekanan yang ditetapkan, berturut-turut dinamai saklar pemutus tekanan tinggi (*high-pressure cut out switch*) dan saklar pemutus tekanan rendah (*low-pressure cut out switch*). Cara kerja kontak saklar tersebut menunjukkan sistem kontrol yang digunakan (Lihat Gbr. 8.11 dan Gbr. 8.12).



(a) Pemutus tekanan tinggi. (b) Pemutus tekanan rendah.

Gbr. 8.11 Konstruksi dan cara kerja kontak saklar tekanan.



Gbr. 8.12 Konstruksi saklar tekanan.

(b) Simpangan: Simpangan (*differential*), menyatakan panjang lintasan kontak menutup atau membuka, yaitu perbedaan antara tekanan gas refrigeran pada waktu kontak membuka dan menutup. Sebagai contoh, saklar pemutus tekanan tinggi ditetapkan membuka (OFF) pada tekanan 16 kg/cm^2 . Jika perbedaan antara tekanan kerjanya ditetapkan 2 kg/cm^2 , maka kontak saklar akan bekerja sebagai berikut.

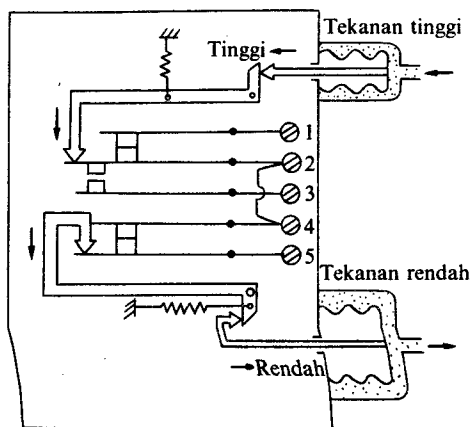
Pada tekanan rendah, kompresor akan bekerja (pada kondisi ON). Apabila tekanannya naik terlalu tinggi, sampai $P = 16 \text{ kg/cm}^2$, maka kontak saklar akan membuka dan kompresor berhenti bekerja. Dengan demikian tekanan akan turun, misalnya sampai $P = 14 \text{ kg/cm}^2$, dan kontak saklar akan menutup sehingga kompresor akan bekerja kembali.

Simpangan (*differential*) yang sempit menyatakan tingkat kontrol yang teliti. Simpangan tekanan yang sedang kadang-kadang diperlukan, seperti pada alat kontrol tekanan tinggi tersebut di atas. Perbedaan tekanan tersebut di atas boleh dikatakan tidak pernah dapat disetel sama dengan nol. Gerakan dari posisi ON (atau OFF), harus dapat dilaksanakan secepat-cepatnya. Hal tersebut disebabkan karena jika kontak bergerak terlalu lambat, seperti terjadi pada bellows, maka kontak mungkin saja akan berada pada posisi mendekat pada titik terminal yang terdekat. Akibatnya, akan terjadi loncatan listrik dan gerakan kontak yang tak stabil sehingga akan merusak dan melelehkan titik kontak. Gerakan sentakan kontak dibuat dengan memasang pegas yang berkekuatan lebih besar dari pada tarikan terminal pada temperatur yang ditetapkan. Hal inilah yang menjadi alasan mengapa diperlukan simpangan.

Kebanyakan regulator tekanan dirancang sedemikian rupa sehingga besarnya simpangan dapat diatur dengan mengubah gaya pegas.

(3) Saklar tekanan ganda (Lihat Gbr. 8.13)

Saklar tekanan ganda ("dual pressure switch"), adalah kombinasi saklar pemutus tekanan tinggi dan saklar pemutus tekanan rendah, yang dipasang dalam satu kotak,; dalam hal ini bellows dan tutupnya serta tuas dan sekrup pengatur kontak, masing-masing merupakan kelompok yang terpisah. Saklar pemutus tekanan ganda digunakan untuk menyetart dan menyetop kompresor mesin refrigerasi. Bagian tekanan tinggi dilayani oleh tekanan keluar kompresor; sedangkan bagian tekanan rendah dilayani oleh tekanan isap kompresor.

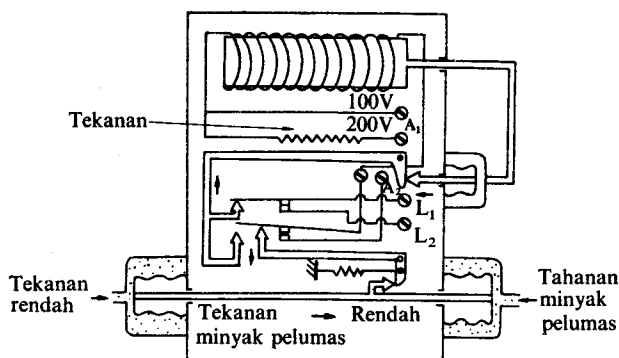


Gbr. 8.13 Diagram saklar tekanan ganda.

Apabila tekanan keluar kompresor naik melebihi tekanan maximum yang ditetapkan atau jika tekanan isap terlalu rendah, kontak saklar akan membuka dan kompresor akan berhenti bekerja. Jadi, apabila tekanan keluar dan tekanan isap kompresor ada pada kondisi normal, kompresor akan tetap bekerja.

(4) *Saklar tekanan minyak pelumas*

Saklar tekanan minyak pelumas, seperti terlihat pada Gbr. 8.14, akan membuka kontak saklar dan menghentikan kerja kompresor, apabila tekanan minyak pelumas turun di bawah tekanan minimal yang diperbolehkan selama kurang lebih 80 detik. Hal tersebut diperlukan untuk mencegah kerusakan atau terbakarnya bantalan. Saklar tekanan minyak pelumas tersebut berbeda dari saklar tekanan yang lain, dalam beberapa hal berikut ini.



Gbr. 8.14 Diagram saklar tekanan minyak pelumas.

- 1) Saklar tekanan minyak pelumas memiliki dua bellows pendeteksi dan bekerja atas dasar perbedaan tekanan di antaranya.
- 2) Saklar tekanan minyak pelumas dilengkapi dengan penghitung waktu (*timer*). Kontak saklar yang mengontrol rangkaian listrik, bekerja beberapa saat setelah kontak yang pertama bekerja.

Saklar tekanan minyak pelumas memiliki dua buah bellows, satu di sebelah kiri dan sebuah lagi di sebelah kanan. Bellows yang pertama bekerja sebagai fungsi dari tekanan

isap, sedangkan belows yang kedua tergantung pada tekanan minyak pelumas. Tuas kontak bergerak sesuai dengan perbedaan kedua tekanan tersebut, yang selanjutnya menggerakkan kontak A; dalam hal tekanan berubah dari "rendah" ke "tinggi", kontak A bergerak dari posisi "buka" ke "tutup".

Dengan cara demikian, kontak bekerja seperti yang terjadi pada jenis saklar pemutus tekanan tinggi. Tekanan minyak pelumas menyatakan tekanan minyak pelumas yang akan ditekan oleh pompa pelumas masuk ke bantalan kompresor. Tekanan minyak pelumas yang normal biasanya 1,5 sampai 3 kg/cm² lebih tinggi dari tekanan isap. Perbedaan tekanan inilah yang memungkinkan minyak pelumas masuk ke bagian mesin yang harus dilumas.

Jika tekanan minyak pelumas turun, maka jumlah minyak pelumas yang mengalir akan berkurang dan tidak memenuhi syarat pelumasan yang baik, sehingga dapat merusak bagian tersebut. Pada waktu start, minyak pelumas kompresor belum mengalir dengan lancar oleh karena pompa minyak pelumas belum bekerja normal, sehingga tekanan minyak pelumas belum cukup. Seperti telah diterangkan di atas, apabila tekanan minyak pelumas turun dan kontak membuka, kompresor tidak akan bekerja. Jika demikian, maka kompresor tidak akan pernah distart.

Untuk mengatasi hal tersebut, perlu digunakan mekanisme penghitung waktu (*timer mechanism*), dengan harapan bahwa selama waktu singkat yang ditetapkan tekanan minyak pelumas dapat mencapai tekanan yang dipersyaratkan. Dengan demikian, selama waktu tersebut kontak saklar kompresor tidak akan terbuka.

8.2.3 Saklar Termal atau Termostat

Termostat ruangan mendeteksi variasi temperatur dan membuka atau menutup kontak listrik. Termostat dibagi menjadi tiga jenis sesuai dengan sensor yang dipakai, yaitu: jenis bimetal, jenis sensor termal dan jenis tahanan listrik.

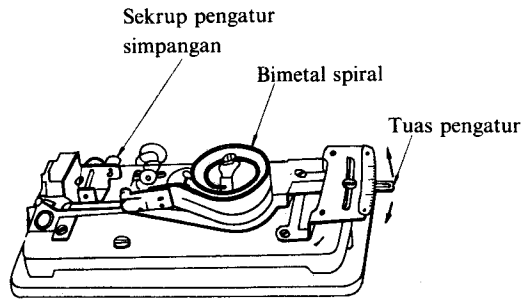
(1) *Termostat ruangan bimetal*

Termostat bimetal menyerap energi termal sehingga perbedaan perpanjangan yang terjadi akan menyebabkan defleksi, sehingga dapat menutup atau membuka kontak. Bimetal dibuat dengan menempelkan dua batang logam yang memiliki koefisien ekspansi yang berbeda.

(a) Jenis bimetal spiral: Jenis bimetal spiral, seperti terlihat pada Gbr 8.15, merupakan bimetal yang dibuat berbentuk spiral. Jika temperatur ruangan berubah, maka bimetal akan bergerak berputar dan kontak yang dipasang pada ujungnya akan menutup atau membuka titik kontak. Dengan menyetel tuas pengatur, gaya putar dapat diubah. Makin tinggi temperatur yang ditetapkan, makin besar pula gaya yang diperlukan; apabila temperatur naik menuju temperatur batas yang ditetapkan, bimetal akan memberikan gaya putar yang lebih besar pula. Bimetal bergerak lambat sehingga dapat menyebabkan terjadinya loncatan listrik di antara kontak dan terbakar. Untuk mempercepat gerakan membuka dan menutup pada suatu posisi kontak tertentu, dapat digunakan magnet yang dipasang di sebelah belakang kontak. Kontak untuk keperluan pendinginan akan membuka apabila temperatur turun, dan untuk keperluan pemanasan akan membuka apabila temperatur naik, mencapai batas temperatur tertentu yang ditetapkan.

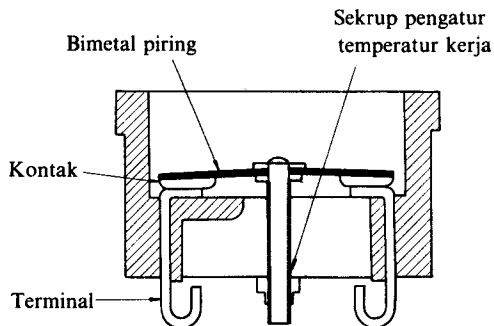
Batas temperatur dapat ditetapkan dengan mengatur tuas pengatur pada posisi yang dikehendaki.

Dalam hal ini sekerup simpangan disediakan untuk mengatur simpangan yang dikehendaki dan mengontrol gerakan kontak sesuai dengan celah yang tersedia.



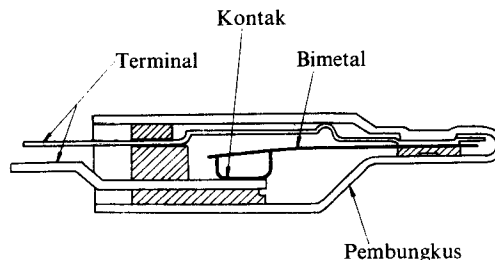
Gbr. 8.15 Saklar termal jenis bimetal spiral (Termostat ruangan).

(b) Jenis Piring: Bimetal jenis piring merupakan bimetal berbentuk piring, seperti terlihat pada Gbr. 8.16. Apabila terjadi perubahan temperatur, piring bimetal akan membuka atau menutup kontak dengan gerakan seperti menutup atau membuka payung. Bimetal piring dirancang sedemikian rupa sehingga bimetal yang bermuatan listrik itu dapat memberikan gerakan sentakan, pada waktu menutup atau membuka kontak. Penyetelannya dapat dilakukan dengan menggunakan sekrup pengatur.



Gbr. 8.16 Saklar termal jenis bimetal piring.

(c) Jenis Pelat: Bimetal jenis pelat tersedia dalam bentuk yang sederhana tetapi jarang dipakai. Pada jenis ini, saklar terbungkus dalam kotak sehingga tidak dapat dicapai, seperti terlihat pada Gbr. 8.17. Dalam perdagangan, biasanya jenis ini dipakai untuk melindungi lilitan kawat motor listrik terhadap bahaya temperatur tinggi. Bimetal jenis pelat dipasang di dalam motor listrik, sehingga apabila temperatur motor melebihi batas temperatur kerja yang diperbolehkan, misalnya karena pembebanan melebihi batas, motor listrik akan berhenti bekerja dan terhindar dari bahaya kebakaran.



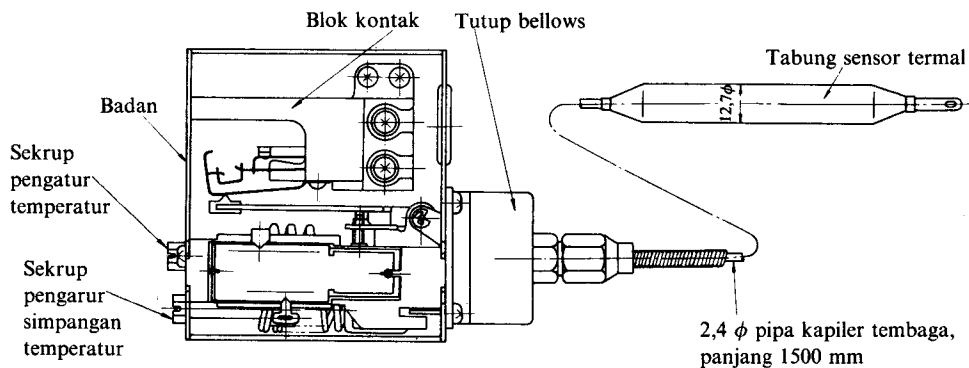
Gbr. 8.17 Saklar termal jenis bimetal pelat.

(2) *Termostat ruangan dengan sensor termal (Lihat Gbr. 8.18)*

Apabila temperatur cairan atau gas yang ada di dalam bola sensor termal naik, tekanan uap jenuh akan naik dan tekanan di dalam tutup ② menjadi semakin tinggi. Dalam hal tersebut, bellows akan mengkerut dan menekan sekerup pengatur, sedangkan piring akan bergerak dan menggerakkan kontak melalui mekanisme tuas kontak.

Jenis lainnya tidak menggunakan mekanisme tuas kontak, melainkan menggunakan saklar mikro. Pada jenis ini, saklar mikro menggerakkan tombol yang akan membuka dan menutup kontak.

Seperti pada saklar tekanan, apabila termostat ruangan bekerja dengan simpangan yang sempit, pengontrolannya lebih teliti tetapi kontak akan bekerja lebih sering.

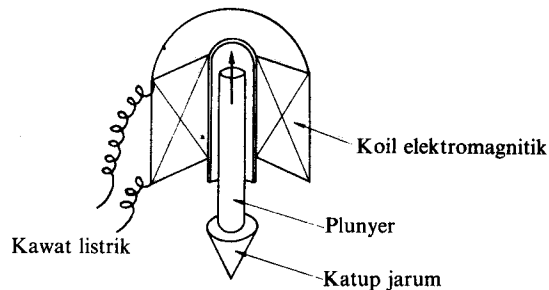


Gbr. 8.18 Konstruksi tabung sensor termal.

8.2.4 Katup solenoid

Katup solenoid adalah katup yang dibuka dengan menggunakan gaya elektromagnetik, pada waktu saklar bekerja ON. Seperti terlihat pada Gbr. 8.19, apabila arus listrik mengalir melalui koil elektromagnetik, maka akan terjadi medan magnetik sehingga plunyer akan tertarik ke arah seperti terlihat pada gambar. Dalam keadaan tersebut katup akan membuka.

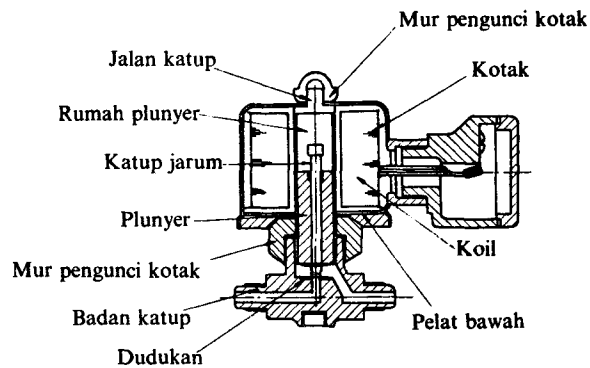
Apabila aliran listrik dihentikan (OFF), plunyer akan bergerak ke kedudukan semula dengan cepat karena beratnya sendiri. Dalam keadaan tersebut katup akan menutup.



Gbr. 8.19 Koil elektromagnetik dan plunyer.

(1) *Katup solenoid langsung*

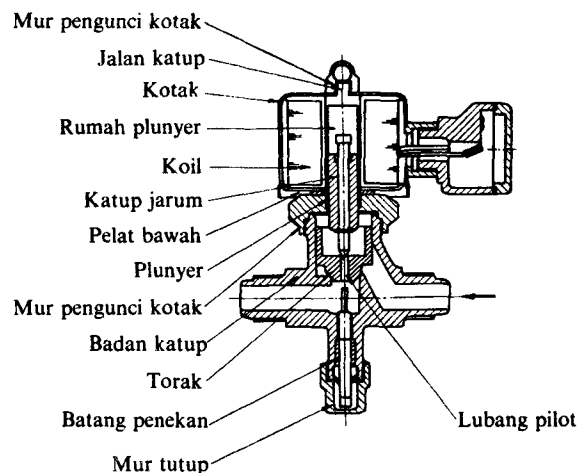
Seperti terlihat dalam Gbr. 8.20, ujung plunyer merupakan katup jarum. Apabila arus listrik dialirkan melalui koil elektromagnetik, katup akan membuka; sedangkan katup akan menutup pada waktu aliran listrik dihentikan. Katup solenoid langsung biasanya berlubang kecil. Hal tersebut disebabkan karena katup dengan lubang berukuran besar, haruslah dibuat dengan plunyer dan komponen katup yang besar pula. Sebagai akibatnya, gaya tarik yang diperlukan harus besar atau sering terjadi kerusakan pada koil magnetiknya.



Gbr. 8.20 Katup solenoid langsung.

(2) *Katup solenoid pilot*

Katup solenoid pilot dibuat terutama untuk katup berlubang besar, seperti terlihat pada Gbr. 8.21. Peralatan katup dan plunyer merupakan bagian yang terpisah. Plunyer tersebut bekerja sebagai pendahulu, seperti pada jenis langsung; katup utama kemudian ditekan ke atas oleh perbedaan tekanan antara bagian masuk dan keluar dari katup tersebut.

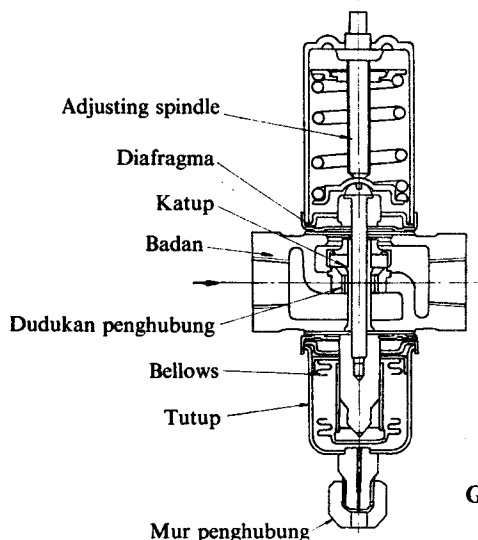


Gbr. 8.21 Katup solenoid pilot.

8.2.5 Katup Pengatur Air Pendingin

Katup pengatur air pendingin digunakan untuk mengontrol jumlah air pendingin kondensor supaya dapat mempertahankan tekanan pengembunan (kondensasi) yang konstan, dalam berbagai kondisi beban. Selama operasi tanpa beban, katup pengatur menutup aliran air pendingin ke dalam kondensor.

Namun, katup pengatur ini dapat disetel sehingga ke dalam kondensor dapat mengalir air dalam suatu jumlah tertentu, pada setiap saat, seperti terlihat pada Gbr. 8.22



Gbr. 8.22 Katup pengatur air pendingin.

(1) Jenis katup pengatur air pendingin

Ada empat jenis katup pengatur air pendingin, yaitu:

(a) Katup yang bekerja atas dasar kenaikan tekanan (*pressure-acting type*): Katup ini terbuka dan tertutup berdasarkan tekanan pengembunan. (Apabila tekanan naik, katup akan membuka saluran)

(b) Katup yang bekerja atas dasar penurunan tekanan (*pressure reverse acting type*): Katup ini biasanya digunakan pada sistem pompa kalor (dengan air sebagai sumber kalor). Apabila kondensor pendinginan air yang digunakan sebagai pemanas air dalam musim dingin turun tekanannya, maka katup akan membuka. Dalam keadaan tersebut jumlah air yang mengalir akan bertambah banyak, sehingga sistem dapat dihindarkan dari pembekuan. Selain katup ini, kondensor boleh juga dilengkapi dengan katup tersebut pada (a), supaya dapat pula digunakan untuk melayani keperluan musim panas.

(c) Katup yang bekerja atas dasar perubahan temperatur (*temperatur acting type*): Katup ini bekerja berdasarkan perubahan temperatur pengembunan; jadi, tidak dijalankan oleh tekanan pengembunan. Katup tersebut dilengkapi dengan bola sensor termal. Apabila temperatur naik, katup akan membuka saluran.

(d) Katup tiga-jalan yang bekerja atas dasar kenaikan tekanan (*pressure acting three-way type*): Pada katup ini terdapat tiga lubang saluran. Katup tiga-jalan akan mengatur aliran air supaya tetap konstan pada jumlah yang sesuai, yaitu dengan cara menyimpangkan sebagian dari jumlah air yang mengalir melalui katup tersebut. Bagi menara pendingin, penggunaan katup dua-jalan tidak cukup mengontrol aliran air.

(2) *Beberapa petunjuk operasional (Lihat Tabel 8.2 dan Gbr. 8.23)*

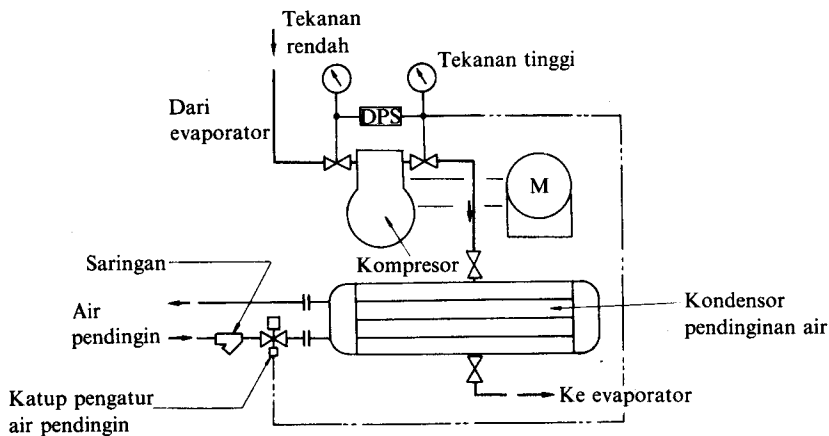
Katup pengatur air pendingin biasanya digunakan pada mesin refrigerasi dengan kondensor pendingin air, supaya mesin refrigerasi tersebut dapat bekerja pada tekanan yang ditetapkan. Dengan menurunnya beban pendinginan pada evaporator, kalor yang dilepaskan dalam kondensor akan berkurang pula. Untuk mempertahankan kondensor pada suatu tekanan pengembunan yang konstan, jumlah air pendingin harus dikurangi. Jumlah air pendingin itu dapat ditetapkan berdasarkan temperatur air pendingin masuk kondensor.

Dalam keadaan di mana air masuk kondensor pada temperatur tinggi, yaitu jika digunakan menara pendingin, diperlukan jumlah air yang lebih banyak; sedangkan untuk temperatur air yang lebih rendah, yaitu jika digunakan air sumur atau air sungai, diperlukan jumlah air yang lebih sedikit.

Dalam hal di mana sistem air pendingin harus melayani sekurang-kurangnya dua mesin refrigerasi, aliran air pendingin mungkin akan terganggu. Oleh karena itu diperlukan katup pengatur air pendingin, untuk mengontrol aliran air pendingin, pada setiap mesin refrigerasi yang bersangkutan.

Tabel 8.2 Spesifikasi katup pengatur air pendingin (contoh).

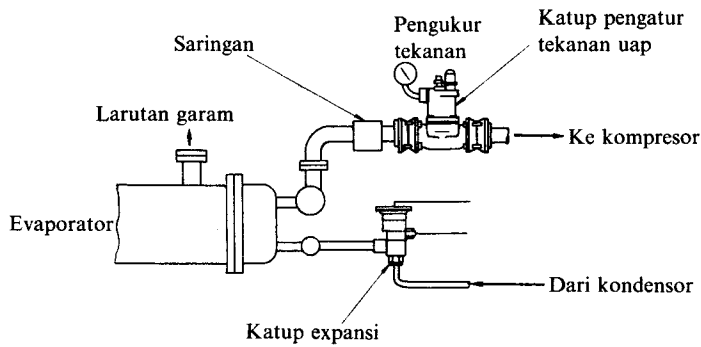
Daerah pengaturan tekanan (kg/cm ²)			Tekanan maximum yang diperbolehkan (kg/cm ²)	
Biasanya	Untuk Freon 12	Untuk Freon 22	Air pendingin	Refrigeran
5-8	4-11	7-15	10	25



Gbr. 8.23 Pemasangan katup pengatur air pendingin.

8.2.6 Katup Pengatur Tekanan Penguapan (dalam Evaporator)

Katup pengatur tekanan penguapan dipasang pada pipa isap, yang terletak di antara kompresor dan evaporator. Di dalam evaporator tunggal, katup digunakan untuk mempertahankan tekanan penguapan refrigerasi di dalam evaporator pada harga yang konstan. Jika digunakan dua atau lebih evaporator, maka masing-masing katup yang



Gbr. 8.24 Pemasangan katup pengatur tekanan evaporator.

bersangkutan digunakan untuk mempertahankan tekanan minimum yang ditetapkan (Lihat Gbr. 8.24).

Untuk menjamin operasi sistem pendinginan yang terus menerus tekanan penguapan harus dipertahankan pada suatu harga tertentu. Hal itu disebabkan karena jika kapasitas kompresor naik karena berkurangnya beban dan turunnya tekanan kondensasi, maka kapasitas kompresor menjadi terlampaui besar dan tekanan penguapannya akan berkurang, sehingga katup akan menutup. Dengan demikian hambatan aliran melalui katup akan bertambah besar dan tekanan di dalam kompresor akan turun.

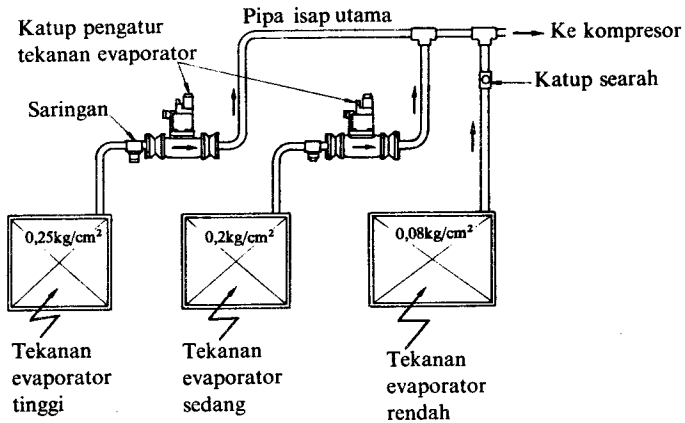
Dengan cara demikian, maka dapat dihindari pendinginan berlebihan yang dapat terjadi karena turunnya temperatur penguapan.

Beberapa keuntungan yang dapat diperoleh dengan menggunakan katup pengatur tekanan penguapan:

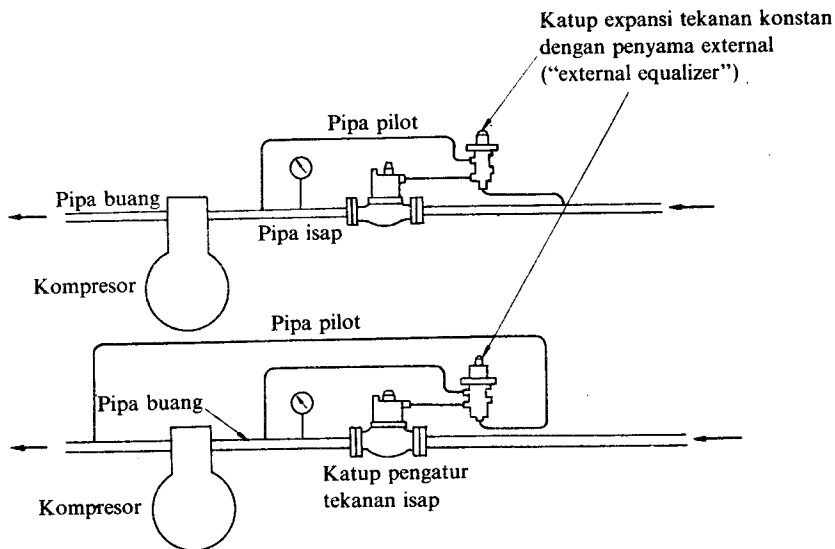
- 1) Dalam hal digunakan air atau larutan garam sebagai fluida pendingin, maka jika terjadi penurunan beban pendinginan, dapatlah dicegah kemungkinan terjadinya pendinginan melebihi batas ataupun pembekuan.
- 2) Dalam ruangan dingin (temperatur rendah), apabila tidak dikehendaki penurunan temperatur di bawah suatu harga yang ditetapkan, dapat dipertahankan temperatur penguapan yang tinggi.
- 3) Dalam ruangan dingin (temperatur rendah), di mana tidak dikehendaki pengeringan udara melebihi batas oleh koil pendingin (*evaporator*), dapat dipertahankan temperatur penguapan yang tinggi.
- 4) Bila digunakan dua atau lebih evaporator yang bekerja pada temperatur penguapan yang berlainan (sesuai dengan temperatur pendinginan objek yang bersangkutan), seperti terlihat pada Gbr. 8.25, maka temperatur penguapan yang terendah digunakan sebagai standar. Sehubungan dengan itu, evaporator yang bekerja pada temperatur yang lebih tinggi akan mendinginkan melebihi batas objek yang bersangkutan, seandainya terjadi penurunan beban. Dalam hal ini sayuran akan membeku; di samping itu, udara akan menjadi terlampaui kering. Untuk mencegah kesulitan tersebut di atas, sebuah katup pengatur tekanan penguapan dipasang pada bagian yang bertemperatur yang lebih tinggi, untuk mempertahankan tekanan penguapan pada harga yang ditetapkan.

8.2.7 Katup Pengatur Tekanan Isap

Katup pengatur tekanan isap, seperti terlihat pada Gbr. 8.26, dipasang di bagian tengah pipa isap, di antara evaporator dan kompresor. Dengan demikian, kompresor



Gbr. 8.25 Katup pengatur tekanan evaporator untuk mesin refrigerasi dengan beberapa evaporator.



Catatan: Apabila tekanan isap dari kompresor sama rendah dengan yang ada di dalam unit temperatur rendah maka katup pengatur akan berhenti bekerja. Hal tersebut disebabkan karena tekanan refrigeran keluar dari kompresor terlampau rendah sehingga tidak mampu menekan puncak torak dari katup pengatur tekanan isap.

Gbr. 8.26 Pemasangan katup pengatur tekanan isap.

diusahakan bekerja pada tekanan isap tidak lebih rendah dari pada harga yang ditetapkan.

Dengan menggunakan katup pengatur tekanan isap dapat diperoleh:

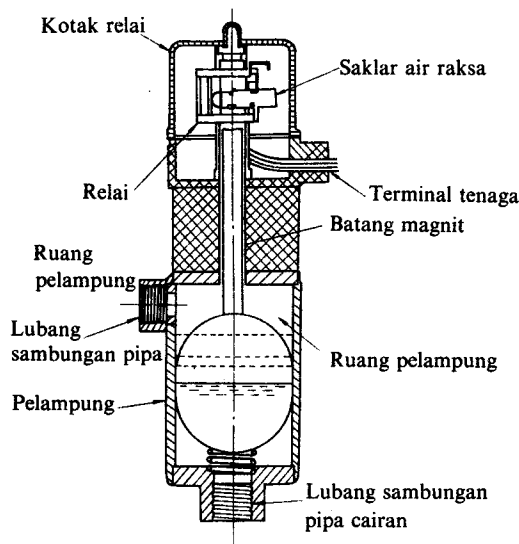
- 1) Motor penggerak kompresor dapat dihindarkan dari bahaya kepanasan atau terbakar, yang mungkin terjadi karena beban melebihi batas kemampuan kompresor, yaitu jika tekanan isap kompresor naik melebihi batas yang ditetapkan.
- 2) Apabila kompresor distart pada tekanan isap yang tinggi, dapat pula dicegah terjadinya pembebanan kompresor melebihi batas.

- 3) Fluktuasi tekanan isap yang terlampau besar dapat dicegah dengan mengusahakan operasi kompresor yang stabil.
- 4) Kompresor dapat dihindarkan dari bahaya pembebanan melebihi batas, khususnya bagi mesin refrigerasi yang dilengkapi dengan alat defros gas panas, yang harus dapat bekerja dalam jangka waktu panjang (dengan tekanan isap yang tinggi).
- 5) Sistem dapat dicegah dari bahaya pembebanan melebihi batas, dalam keadaan di mana kompresor terpaksa bekerja dengan tekanan isap yang tinggi untuk jangka waktu yang panjang.
- 6) Pencairan kembali refrigeran (*liquid back*) dari evaporator dapat dicegah.

8.2.8 Saklar Pelampung

Saklar pelampung terdiri dari ruang pelampung di bagian bawahnya. Di dalam ruang pelampung tersebut terdapat pelampung dan sebuah magnet permanen, relai dan saklar air raksa di bagian atasnya. Semuanya terbungkus dalam kotak dengan sekat hermetik.

Dari Gbr. 8.27 dapat dilihat bahwa apabila permukaan refrigeran di dalam ruang pelampung naik, pelampung akan naik pula, sehingga batang pelampung akan naik dan keluar dari medan magnet. Dalam keadaan tersebut, magnet akan menarik tuas dan selanjutnya menjalankan saklar air raksa, sehingga memutuskan rangkaian listrik; apabila pelampung turun ke bawah, rangkaian listrik akan menutup. Dengan cara demikian, kontak dapat ditutup atau dibuka dengan menaikkan atau menurunkan pelampung.



Gbr. 8.27 Saklar pelampung.

Saklar pelampung banyak digunakan untuk mengatur permukaan cairan refrigeran pada mesin refrigerasi, dengan menggunakan rangkaian listrik.

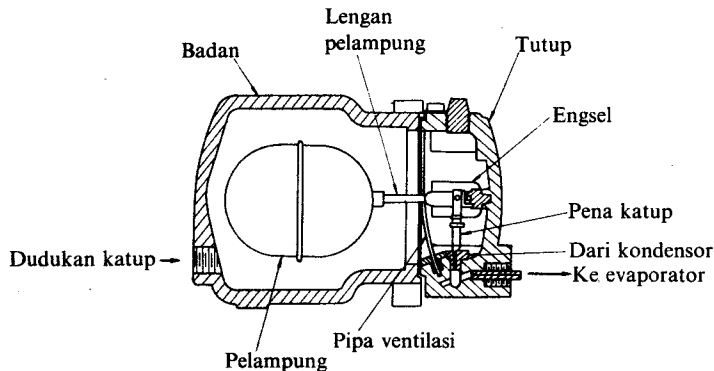
8.2.9 Katup Pelampung

Katup pelampung terdiri dari katup terapung yang mentrotel lubang saluran sesuai dengan posisi pelampung di atas cairan refrigeran, jadi, mengontrol laju aliran refrigeran; dan saklar pelampung yang menutup atau membuka pada waktu pelampung naik atau turun.

Gbr. 8.28 menunjukkan konstruksi dari katup pelampung tekanan tinggi. sebuah pelampung terdapat di dalam ruang pelampung. Apabila refrigeran masuk ke dalam ruang pelampung, permukaan refrigeran di dalam ruang pelampung akan naik. Dalam hal tersebut, pelampung akan naik dan mendorong batang katup ke atas, sehingga katup akan membuka lubang saluran. Dengan demikian, refrigeran akan mengalir melalui orifis dan berexpansi (tekanannya turun), kemudian masuk ke dalam evaporator.

Untuk menghilangkan uap gas refrigeran yang tidak mengembun, di bagian atas dari ruang pelampung, dipasang pipa ventilasi.

Katup pelampung tekanan tinggi tersebut di atas digunakan untuk mengatur laju aliran refrigeran, sesuai dengan tinggi permukaan refrigeran pada bagian tekanan tinggi.



Gbr. 8.28 Katup pelampung untuk tekanan tinggi.

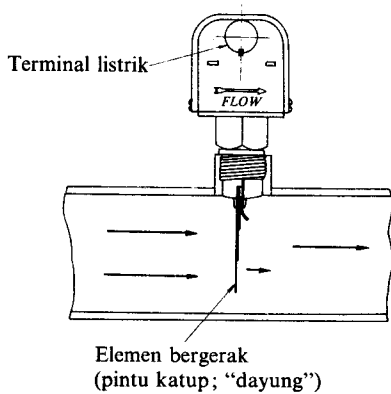
8.2.10 Saklar Aliran

Saklar aliran diletakkan vertikal pada bagian horisontal dari pipa air pendingin dari larutan garam (*brine*). Pintu katup bergerak searah dengan aliran di dalam pipa dan saklar bekerja mengontrol laju aliran cairan tersebut.

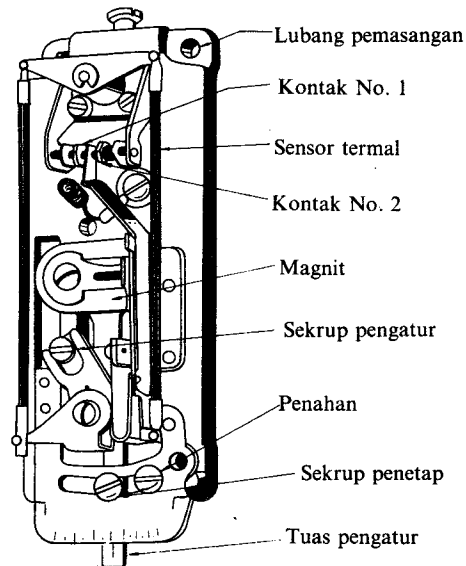
Dalam mesin refrigerasi, saklar aliran digunakan untuk menutup dan mengurangi laju aliran melalui kondensor pendinginan air dan pendingin larutan garam, seperti terlihat pada Gbr. 8.29. Panjang pintu katup yang mendeteksi laju aliran cairan tergantung dari ukuran pipa. Pintu katup dan elemen saklar ditutup oleh piring perunggu untuk mencegah kebocoran. Saklar sentakan SPDT (Single Pole Double Throw) biasa digunakan untuk menjamin adanya gerakan cepat dan tepat.

8.2.11 Saklar Kelembaban

Elemen saklar sentakan dijalankan sesuai dengan ekspansi atau kontraksi dari rambut atau sirip nilon karena perubahan kelembaban udara. Dengan cara demikian



Gbr. 8.29 Konstruksi saklar aliran.



Gbr. 8.30 Konstruksi humidistat.

gerakan elemen tersebut dapat menutup dan membuka rangkaian listrik, yaitu pengontrolan dua-posisi, seperti terlihat pada Gbr. 8.30.

Daerah kerja dari saklar kelembaban relatif pada sistem penyegaran udara, biasanya berkisar antara 20%–96%, dengan simpangan (“differential”) sebesar kira-kira 2%. Penutupan dan pembukaan saklar dilaksanakan dengan menetapkan tuas saklar pada skala yang diinginkan.

Gerakan saklar adalah menutup kontak apabila kelembaban naik, dan kontak akan membuka apabila kelembaban relatif udara turun (pada siklus pengeringan). Atau, apabila kelembaban turun, kontak akan membuka; apabila kelembaban naik, kontak akan menutup (pada siklus pelembaban). Cara operasi saklar ini ditetapkan berdasarkan rangkaian listrik yang digunakan, yaitu hubungan terminal pada saklar kelembaban. Oleh karena sensor dari saklar kelembaban cepat rusak, sebaiknya tidak digunakan menyimpang dari daerah temperatur operasinya atau di mana udara mengandung komponen gas yang korosif.

Saklar kelembaban hendaknya dipasang di tempat yang mendapat ventilasi yang baik, dan kira-kira 1.5 meter di atas lantai ruangan, di mana temperatur rata-rata dan kelembaban relatif udara sesuai dengan yang diinginkan. Jadi, hendaknya dipasang di tempat yang tidak akan terpengaruh oleh tarikan udara (*draft*) atau oleh udara luar di dekat pintu dan jendela ataupun oleh udara panas atau dingin yang keluar dari lubang saluran udara masuk ruangan. Selain itu, saklar hendaknya tidak dikenai sinar radiasi matahari langsung atau udara panas.

BAB 9. PEMASANGAN DAN PENGUJIAN

9.1 Lokasi Peralatan

Sebelum memasang mesin refrigerasi ataupun penyegar udara, hendaknya diperiksa terlebih dahulu apakah persyaratan tersebut di bawah ini sudah dipenuhi :

- 1) Ruangannya hendaknya memberikan keleluasaan pemasangan pipa refrigeran, pipa air pendingin, dan sebagainya, termasuk rangkaian kawat listriknya.
- 2) Ruangannya hendaknya bertemperatur dan berkelembaban sesuai dengan yang diminta, cukup terang dan bebas dari debu. Ruangannya yang gelap dan tidak menyenangkan akan mempersulit pemeriksaan dan perawatan mesin.
- 3) Ruangannya harus bebas dari bahaya banjir, dilengkapi dengan sistem pembuangan air yang baik sehingga tidak terjadi genangan air apabila terjadi kebocoran air.
- 4) Fondasi mesin harus kokoh dan kuat menahan mesin serta tidak menyebabkan getaran.
- 5) Ruangannya harus dilengkapi dengan sistem ventilasi yang baik sehingga tidak menyebabkan rasa pengap, khususnya apabila terjadi kebocoran refrigeran (meskipun Freon tidak beracun dan tidak berbau, tetapi kebocoran yang cukup besar dapat menyebabkan kekurangan oksigen).
- 6) Perlengkapan keamanan dan keselamatan kerja harus ada. Personil yang tidak berkepentingan sebaiknya dilarang memasuki ruangannya mesin. Bahan yang mudah terbakar hendaknya tidak disimpan di ruangannya mesin.
- 7) Instalasi mesin refrigerasi hendaknya dijauhkan dari api, khususnya bagi ruangannya mesin refrigerasi yang menggunakan ammonia sebagai fluida kerja.
- 8) Ruangannya harus cukup luas sehingga reparasi besar dapat dilaksanakan dengan baik ; demikian juga supaya alat ukur, terutama pengukur tekanan dapat terlihat dengan jelas. Dalam hal digunakan kondensor dan pendingin air jenis tabung dan pipa, hendaknya tersedia tempat dan perkakas yang memadai untuk mengganti pipa pendingin. Demikian juga sebaiknya tersedia tempat untuk membongkar kompresor, pompa atau kipas udara.
- 9) Ruangannya yang memungkinkan pengangkutan mesin dan alat berat lainnya.
- 10) Gangguan bunyi dan getaran terhadap lingkungan harus dapat dicegah.

9.2 Fondasi

Fondasi, yang mendukung dan merupakan tempat di mana mesin dan alat berat dipasang, harus kokoh untuk mencegah mesin ataupun fondasi itu sendiri pindah dari posisi yang ditentukan. Beberapa hal perlu diperhatikan, misalnya pencegahan penerusan getaran mesin ke bangunan gedung dan lepasnya sambungan pipa pada mesin yang dapat terjadi karena adanya getaran mesin.

9.2.1 Fondasi Beton

Fondasi beton dibuat dengan mencor adukan beton di atas tanah dan berfungsi

mendukung dan menetapkan mesin pada posisi yang ditetapkan. Fondasi beton pada umumnya dibuat cukup lebar sesuai dengan ukuran mesin, dengan alas pada kedalaman 500–800 mm dan beratnya 2–5 kali (biasanya tiga kali) berat mesin.

Tabel 9.1 memberikan data kapasitas dukung atau tekanan bidang tanah yang diperbolehkan. Tanah urug, tanah lunak dan tanah dengan muka air tanah yang dangkal, mudah melendut (turun). Oleh karena itu beberapa persyaratan berikut ini harus dipenuhi.

Tabel 9.1 Kapasitas dukung dari tanah.

Jenis tanah	Tekanan bidang yang diperbolehkan (ton/m ²)
Batu karang terbaik (lapisan alami tebal)	1.094–1.640
Batu karang kualitas baik (ekivalen dengan acuan tembok batu kali)	273–385
Batu karang kualitas baik (ekivalen dengan acuan tembok batu bata merah kualitas tinggi)	164–319
Batu karang sedang (ekivalen dengan acuan tembok batu bata merah kualitas rendah)	55–109
Lapisan tanah liat kering tebal	44–66
Lapisan tanah liat tebal sedang (agak lembab)	22–44
Lapisan tanah liat lunak	11–22
Lapisan kerikil keras	87–109
Lapisan kerikil keras dengan pasir	22–44
Lapisan pasir keras (padat)	44–66
Lapisan pasir sedang (kering)	22–44
Lapisan sedimen	5–11

(Berat mesin ditambah berat fondasi) < Kapasitas dukung tanah yang aman.

Apabila kapasitas dukung tanah yang diperbolehkan lebih kecil dari pada berat mesin ditambah berat fondasi, maka tekanan pada bidang tanah harus dikurangi: misalnya, dengan memperlebar alas fondasi atau memasukkan beberapa tiang pancang ke dalam tanah.

Untuk mencegah terjadinya transmisi getaran dari mesin ke tanah dapat digunakan metoda pendukungan dengan isolasi getaran yang akan diterangkan di bawah ini. Dalam pemasangan fondasi, permukaan alas fondasi harus diusahakan benar-benar horisontal dan rata.

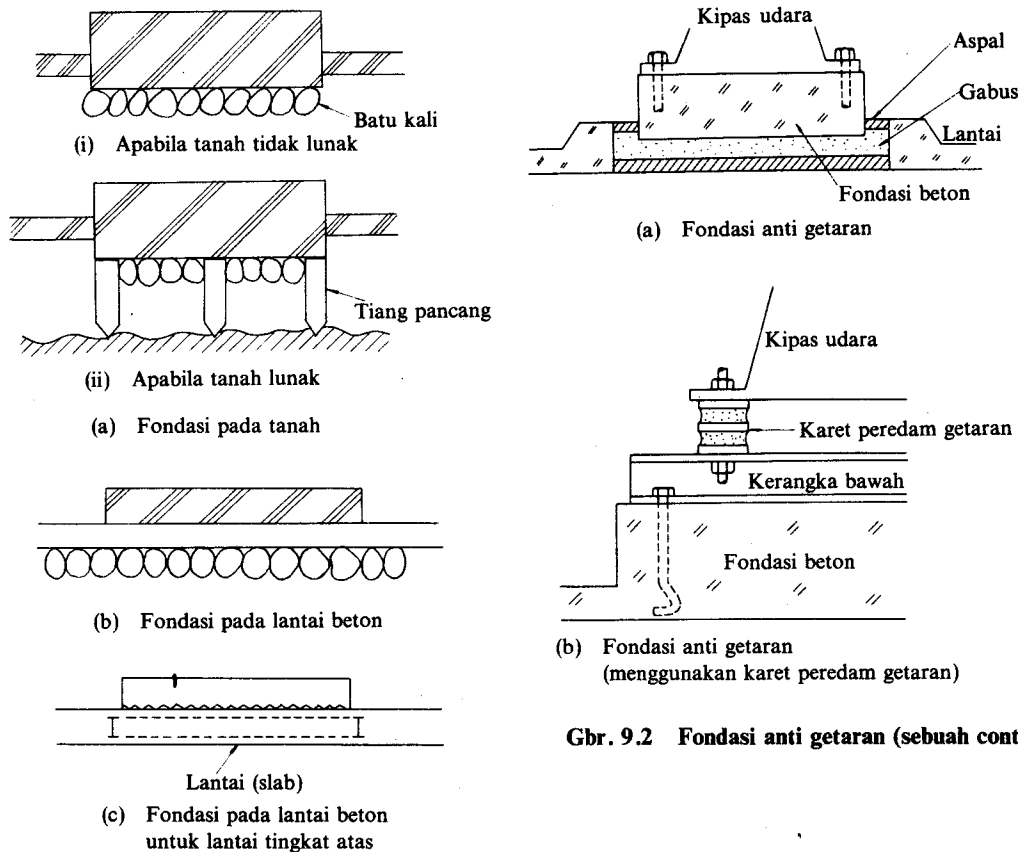
9.2.2 Metoda Pendukungan dengan Isolasi Getaran

Pada metoda ini digunakan bahan elastik, misalnya karet atau gabus, yang dipasang di bawah alas mesin atau fondasinya sehingga dapat dicegah transmisi getaran pada lingkungannya. Isolasi getaran tersebut tidak mengurangi getaran mesin, tetapi mengurangi atau meredam transmisi getaran pada lingkungannya.

Jenis yang konvensional adalah "fondasi apung" (*floating foundation*), di mana mesin dan fondasi beton diletakkan pada lembaran gabus, seperti terlihat pada Gbr. 9.1

Akhir-akhir ini, banyak digunakan karet sebagai bahan isolasi getaran karena sifatnya yang elastik dan kualitas gesekan-dalam yang baik, serta penggunaannya yang mudah, seperti terlihat pada Gbr. 9.2

Untuk kompresor refrigerasi kecepatan tinggi dan bersilinder banyak, yang dibalans dengan baik (amplitudo getaran 0,02 mm atau lebih kecil, diperoleh dengan menggunakan kerangka dasar yang tetap), sebagai isolasi getaran yang memuaskkan (amplitudo getaran total kira-kira 150μ). Berikut ini adalah petunjuk bagi pemasangan fondasi dengan isolasi getaran.



Gbr. 9.2 Fondasi anti getaran (sebuah contoh).

Gbr. 9.1 Beberapa jenis konstruksi fondasi.

(1) Kekuatan lantai dan tanah

Apabila digunakan fondasi dengan isolasi getaran, maka pengaruh getaran boleh dikatakan tidak ada sehingga lantai hanya dikenai beban statik, yaitu berat mesin saja.

(2) Prosedur start dan stop pada mesin yang menggunakan fondasi dengan isolasi getaran

Kecepatan putar mesin yang menggunakan fondasi dengan isolasi getaran biasanya lebih tinggi dari pada kecepatan putar yang menyebabkan resonansi (kecepatan kritis).

Oleh karena itu, kecepatan putar tersebut terakhir akan dialami pada waktu akselerasi, setelah mesin distart, ataupun pada waktu deselerasi apabila mesin distop.

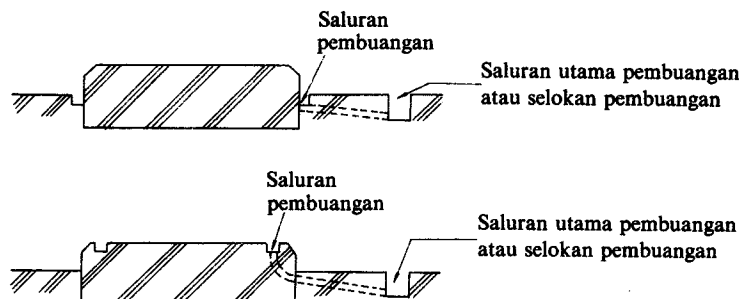
Oleh karena pada kecepatan kritis, mesin akan mengalami amplitudo getaran yang maximum dan getaran yang terjadi akan ditransmisikan ke lantai, maka mesin harus diakselerasikan atau dideselerasikan dengan cepat. Dalam hal tersebut, mesin harus distart dengan menggunakan hubungan λ - Δ atau menggunakan kompensator. Dengan momen putar start yang rendah, maka proses start untuk mencapai kecepatan putar nominal akan terjadi terlalu lama. Apabila resonansi yang terjadi itu terlalu tinggi, haruslah digunakan karet yang lebih keras.

(3) *Pipa dan rangkaian listrik*

Apabila digunakan fondasi dengan isolasi getaran, pipa isap dan pipa keluar kompresor serta kabel listrik hendaknya cukup flexibel supaya tidak mengurangi elastisitas sistem fondasinya.

(4) *Saluran pembuangan*

Pada mesin penyegar udara, selalu ada aliran air pendingin atau aliran air dingin dan air panas, atau pembuangan air embun. Meskipun telah diusahakan untuk mencegah kebocoran, tetapi air akan keluar melalui sekat poros pompa. Untuk membuang air yang bocor itu, perlu disediakan saluran pembuangan air di sekeliling fondasi, seperti terlihat pada Gbr. 9.3.



Gbr. 9.3 Konstruksi fondasi (dengan saluran pembuangan).

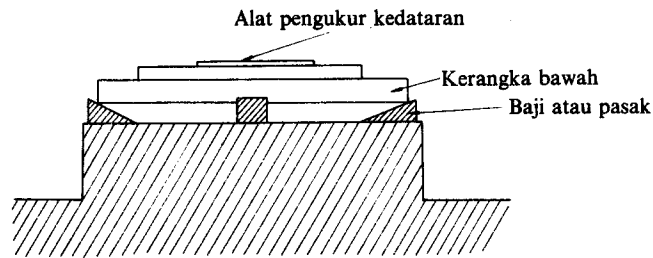
9.3 Pemasangan

9.3.1 Umum

Setelah fondasi selesai dibuat, mesin diletakkan di atas fondasi dan diikat dengan menggunakan baut fondasi (pengikat). Lubang bagi baut fondasi dibuat seperti terlihat pada gambar fondasi. Setelah beton menjadi kering dan keras, mesin baru boleh dipasang.

Baut fondasi dimasukkan ke dalam lubang pada fondasi setelah mesin diletakkan di atas fondasi, sesuai dengan letak lubang baut fondasi pada mesin. Setelah letak mesin diatur sesuai dengan posisi yang ditetapkan, maka adukan semen dimasukkan ke dalam lubang baut pada fondasi sehingga terisi penuh. Letak mesin harus horisontal (Lihat Gbr. 9.4).

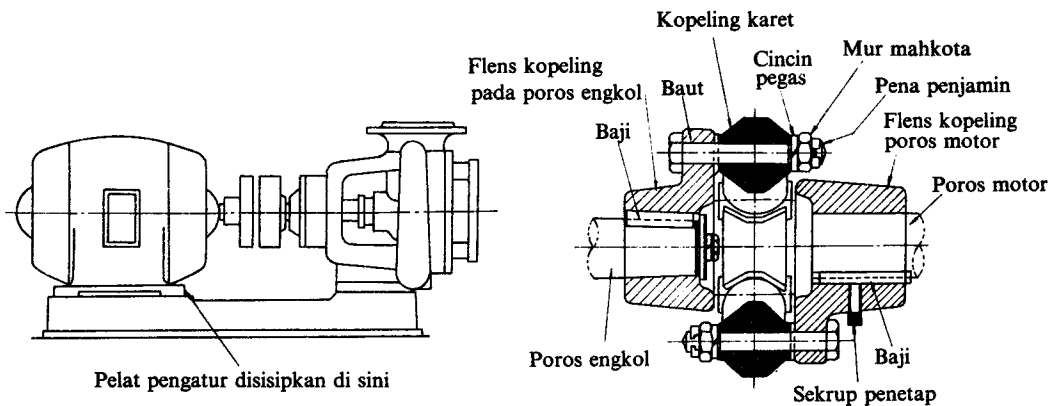
Apabila penyetelan posisi horisontal dilakukan dengan menggunakan pasak kayu



Gbr. 9.4 Penyetelan kedataran kerangka bawah bagi mesin dengan transmisi tali-V hendaknya mengikuti petunjuk tersebut pada Gbr. 9.13 dan Gbr. 9.14.

maka setelah selesai pasak kayu tersebut harus diganti dengan pelat baja yang sama tebalnya, untuk mencegah kerusakan atau perubahan posisi karena terjadinya getaran.

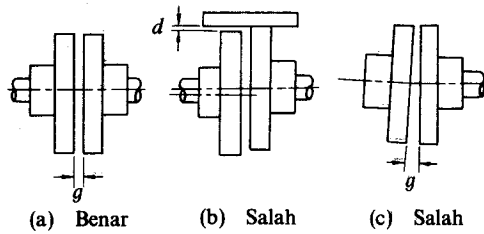
Untuk poros mesin yang disambung langsung, pelurusan sumbu poros (*centering*) harus dilaksanakan pada waktu yang bersamaan dengan pemasangan baut fondasi pada lubang fondasi, seperti terlihat pada Gbr. 9.5. Apabila proses penyetelan posisi horisontal telah selesai, celah antara alas mesin dan permukaan fondasi diisi dengan adukan semen untuk menetapkan mesin kokoh pada tempatnya. Setelah adukan semen tersebut di atas dan adukan semen dalam lubang fondasi menjadi kering, baut fondasi (pengikat) dikokohkan sehingga mesin terpasang kokoh pada fondasi.



Gbr. 9.5 Pelurusan sumbu (*centering*).

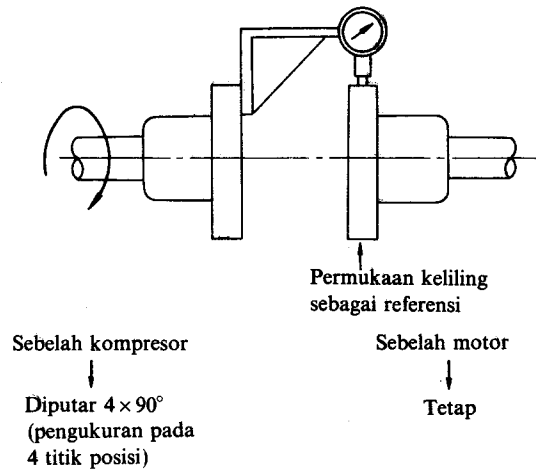
Gbr. 9.6 Kopeling flexibel.

Gbr. 9.6 menunjukkan konstruksi kopeling yang flexibel, di mana hubungan antara poros pompa dan poros motor listrik dilaksanakan dengan perantaraan kopeling terbuat dari bahan karet (elastik). Dengan demikian, selain meredam getaran, kopeling elastik dapat mencegah kerusakan mesin apabila sumbu poros pompa dan sumbu poros motor listrik tidak tepat berada pada satu garis lurus. Kelurusan sumbu poros dapat diperiksa dengan menggunakan pengukur jarak antara kedua sisi luar dari kopeling. Keadaan tersebut pada Gbr. 9.7 (a), menyatakan posisi sumbu poros yang benar. Tetapi, jika terjadi keadaan seperti tersebut Gbr. 9.7 (b) dan (c), maka pompa atau motor listrik harus dinaikkan atau diturunkan, atau digeser, sehingga offset (d) sebanyak-banyaknya 0,05 mm. Di samping itu, jarak (g) haruslah sama pada semua titik pada sisi flens kopeling. Selanjutnya, haruslah diperiksa apakah poros mesin yang hendak dijalankan dapat

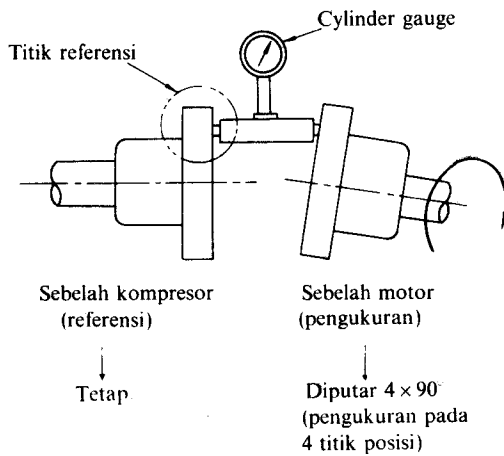


Cara pemeriksaan kebenaran sambungan kopeling

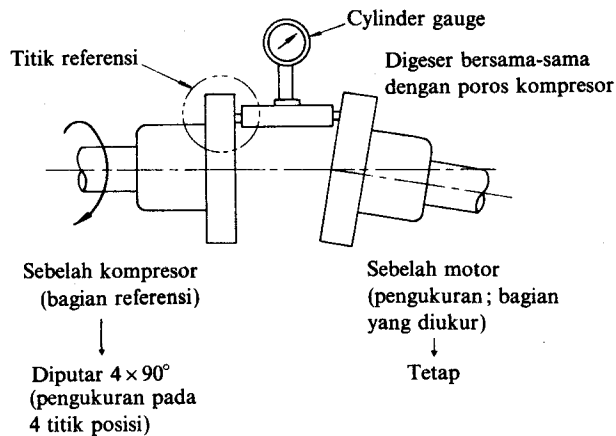
Gbr. 9.7 Pelurusan sumbu (poros) kopeling.



Gbr. 9.8 Pengukuran deviasi dari garis sumbu.

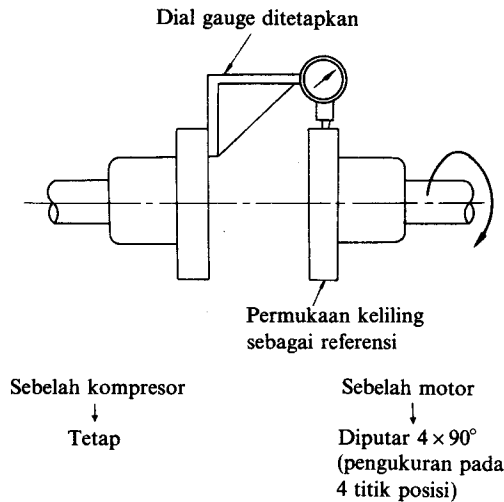


Gbr. 9.9 Pengukuran ketegaklurusan permukaan kopeling.



Gbr. 9.10 Pengukuran kesejajaran kopeling.

diputar dengan mudah. Gbr. 9.8 sampai dengan Gbr. 9.11 menunjukkan cara pemeriksaan dan penyetelan kelurusan sumbu poros kopeling.



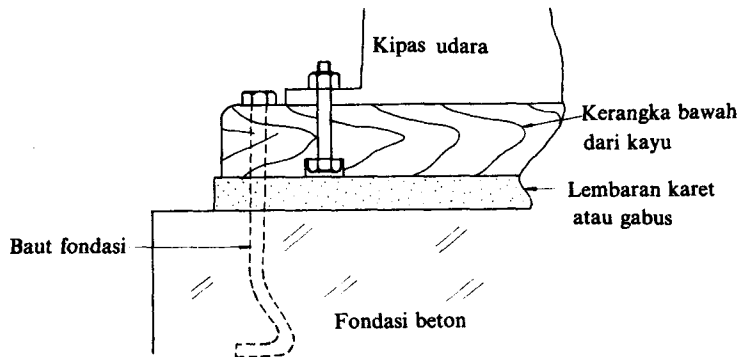
Gbr. 9.11 Pemeriksaan permukaan keliling dari kopeling motor.

9.3.2 Pemasangan Pompa

- 1) Pompa harus diletakkan sedekat mungkin dari sumber air.
- 2) Pompa harus dipasang sedekat mungkin dari permukaan air yang hendak dipompa. Tinggi h, yaitu jarak antara permukaan air yang hendak dipompa sampai sumbu pompa harus diusahakan kurang dari 6 meter.
- 3) Saluran pembuangan hendaknya dibuat di sekeliling fondasi pompa. Sebuah contoh fondasi dapat dilihat pada Gbr. 9.12.
- 4) Alas pompa, meskipun cukup kuat, hendaknya tidak dipasang pada permukaan yang tidak rata atau tidak terikat dengan kokoh. Hal itu dilaksanakan untuk mencegah kerusakan karena terjadinya tegangan melebihi batas atau timbulnya getaran yang dapat disebabkan karena adanya offset pada poros.
- 5) Meskipun pemasangan pompa sudah tepat, tetapi jika sambungan pipa pada pompa atau katup tidak dipasang dengan baik, atau apabila pipa menggantung atau menekan pada pompa, maka pompa harus menahan beban tersebut. Dalam hal ini, maka pada badan dan alas pompa akan terjadi tegangan. Setelah pipa dipasang pada pompa, sekali lagi harus diperiksa kelurusan poros motor-pompa.
- 6) Pompa yang dipasang di luar harus ditutupi dengan pelat baja galvanisasi, dengan tebal 1.2 mm, untuk melindunginya dari hujan dan panas matahari.

9.3.3 Pemasangan Kipas Udara

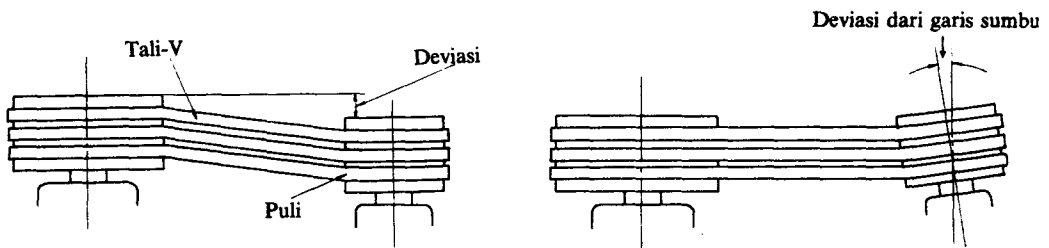
- 1) Damper dan saringan udara pada saluran udara hendaknya dipasang dengan baik pada tempatnya.
- 2) Tempat dimana kipas udara dipasang hendaknya cukup luas sehingga memudahkan pemeriksaan dan perawatan impeler, poros dan bantalannya.
- 3) Untuk mencegah transmisi getaran kipas udara ke bangunan gedung, melalui



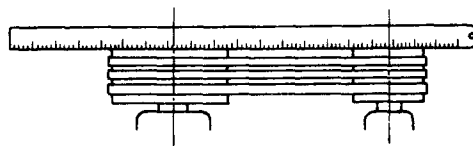
Gbr. 9.12 Fondasi beton.

lantai, biasanya digunakan bahan isolasi getaran seperti kayu, gabus atau karet, seperti terlihat pada Gbr. 9.12.

- 4) Jika kipas udara digerakkan oleh motor listrik dengan perantara puli, maka poros kipas udara dan poros motor listrik harus ada pada posisi sejajar. Hal tersebut terakhir dapat diperiksa dengan menggunakan tali atau pelat yang ditempelkan pada sisi puli yang bersangkutan, seperti terlihat pada Gbr. 9.13 dan Gbr. 9.14. Tali kipas harus dipasang pada kedua puli yang bersangkutan sedemikian rupa sehingga tidak selip. Tetapi, jangan terlalu tegang supaya tidak membebani bantalan sehingga menjadi panas dan cepat rusak. Cara pemeriksaan ketegangan tali kipas dapat dilihat pada Gbr. 9.15.



Gbr. 9.13 Posisi puli-V yang salah.

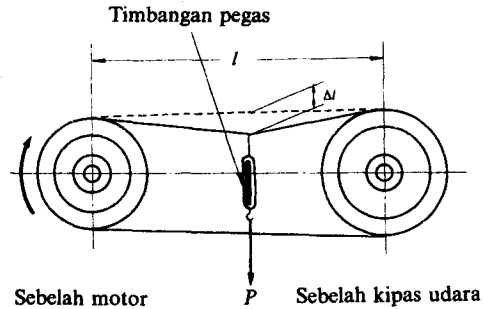


Gbr. 9.14 Pelurusan puli-V.

- 5) Dalam hal di mana motor dan kipas udara menjadi satu kesatuan, maka tidak ada masalah pelurusan sumbu poros. Tetapi, apabila motor dan kipas udara merupakan unit yang terpisah maka sumbu poros motor-kipas udara harus diluruskan. Apabila impeler kipas udara dipasang pada poros motor, rumah

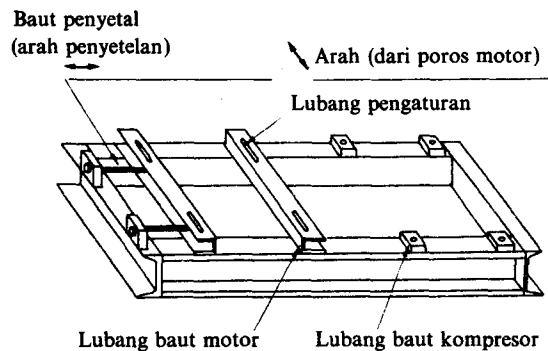
kipas harus diatur sehingga impeler benar-benar terletak di dalam rumah, sesuai dengan celah antara impeler dan rumah yang harus dipenuhi. Lihat Gbr. 9.16.

- 6) Saluran isap dan saluran keluar kipas udara harus dipasang dengan baik, sehingga bunyi dan getaran yang terjadi tidak ditransmisikan ke dalam ruangan dan gedung.



Jenis tali-V	l (mm)	P (kg)	Δl (mm)
B	~900	44	23-30
C	~1200	63	32-37

Gbr. 9.15 Pengukuran ketegangan tali-V.

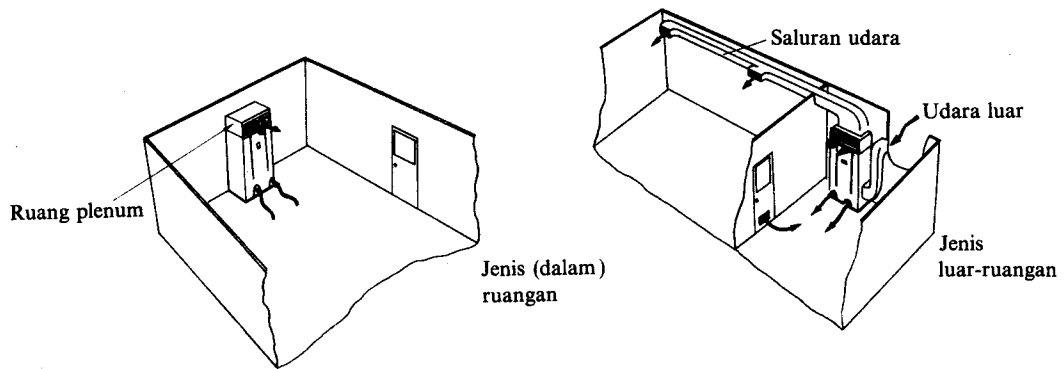


Gbr. 9.16 Konstruksi kerangka bawah dari kompresor dan motor.

9.3.4 Pemasangan Penyegar Udara Jenis Paket

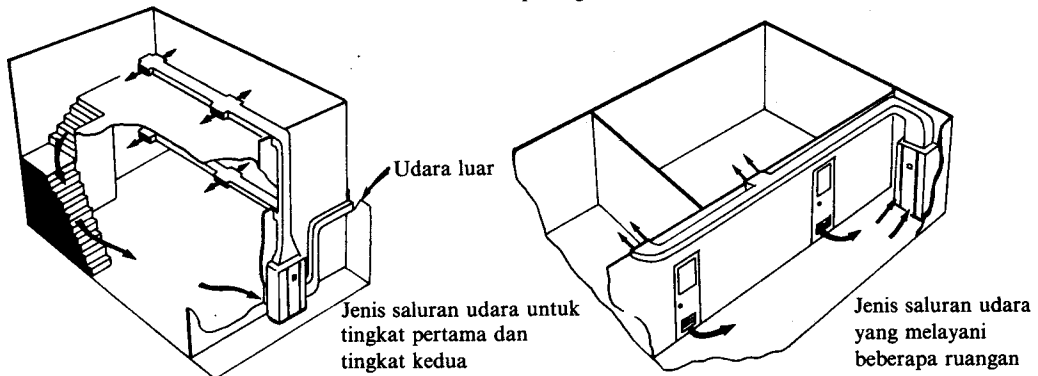
(1) Lokasi

Tempat di mana penyegar udara hendak dipasang sebaiknya memenuhi persyaratan tersebut di bawah ini dan disesuaikan dengan keinginan pemakai. Lihat Gbr. 9.17 dan Gbr. 9.18.



Jenis dalam ruangan: Jenis ini diletakkan di tempat di dalam ruangan sehingga dapat diperoleh sirkulasi udara dingin yang baik. Ruang plenum dapat dibuat dengan tiga lubang pemasukan udara ke dalam ruangan. Penyebar udara berukuran besar dapat memberikan distribusi arus udara yang tidak merata; oleh karena itu sebaiknya digunakan saluran jet dengan jumlah lubang udara keluar sesedikit mungkin.

Jenis luar ruangan: Apabila sebuah ruangan dan ruangan di sebelahnya harus dilayani oleh sebuah penyebar udara saja, maka ruangan plenum dihubungkan dan saluran pada langit-langit dari ruangan sebelah. Sedangkan bagi ruangan di mana penyebar udara tersebut dipasang, udara segar diberikan langsung dari ruang plenum. Jadi, ruangan sebelah harus dilengkapi dengan lubang udara sehingga udara dapat mengalir kembali masuk ke dalam ruangan di mana penyebar udara dipasang.

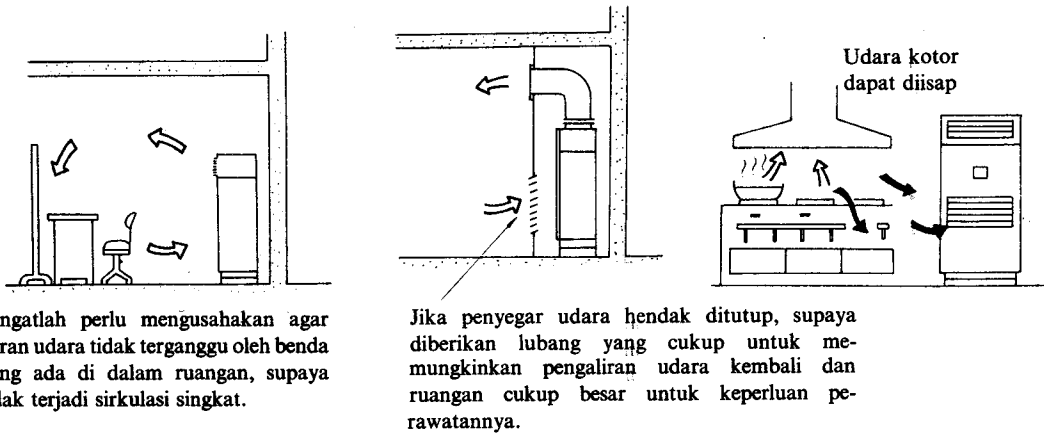


Jenis saluran udara untuk melayani tingkat pertama dan tingkat kedua: Apabila sebuah penyebar udara harus melayani beberapa tingkat (misalnya tingkat pertama dan tingkat kedua), maka harus dipasang saluran untuk mengalirkan udara segar ke setiap tingkat tersebut. Aliran udara kembali akan terjadi melalui jalan tangga menuju penyebar udara. Oleh karena itu, penyebar udara sebaiknya diletakkan dekat pada jalan tangga, untuk mempermudah dan memperpendek lintasan udara kembali ke penyebar udara.

Jenis saluran udara yang melayani beberapa ruangan: Apabila sebuah penyebar harus melayani beberapa ruangan, udara segar dapat dialirkan ke setiap ruangan melalui saluran udara dan menempatkan penyebar udara di serambi. Dalam hal tersebut harus diusahakan agar dapat diperoleh distribusi udara ke masing-masing ruangan, sesuai dengan beban kalornya. Sedangkan pada dinding serambi dari setiap ruangan tersebut harus dibuat lubang udara kembali, supaya udara dapat mengalir kembali ke dalam penyebar udara. Oleh karena itu kapasitas pendinginan dari penyebar udara harus ditetapkan dengan memperhitungkan beban kalor dalam serambi.

Saluran isap udara luar: Untuk mencegah pengotoran udara ruangan, maka dimasukkan udara luar yang bersih. Hal tersebut dilakukan dengan menggunakan saluran isap udara luar.

Gbr. 9.17 Pemasangan penyebar udara.

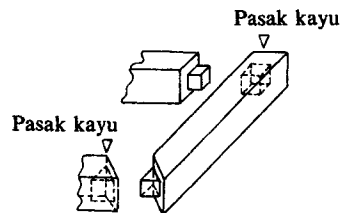
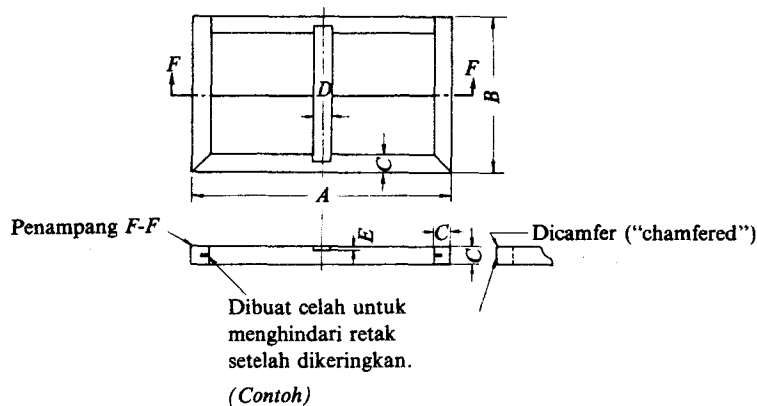


Gbr. 9.18 Beberapa petunjuk pemasangan mesin penyegar udara.

- 1) Bagi unit yang diletakkan di atas lantai, haruslah dibuat agar lantai benar-benar rata dan kuat. Jika lantai tidak kuat dan kaku untuk mendukung beban penyegar udara, maka akan terjadi getaran dan gangguan bunyi.
- 2) Penyegar udara hendaknya diletakkan dekat dari terminal daya listrik, sehingga tidak diperlukan kabel listrik yang panjang. Demikian juga harus diusahakan agar kabel listrik yang digunakan terpasang dengan rapi.
- 3) Tempat yang disediakan untuk penyegar udara hendaknya cukup luas sehingga memudahkan pemeriksaan dan perawatannya.
- 4) Penyegar udara hendaknya dipasang di tempat yang bersih dan tidak mudah kemasukan udara luar yang kotor (misalnya udara di sekitar dapur).
- 5) Letak penyegar udara dipilih di tempat yang tidak akan menimbulkan gangguan bunyi.
- 6) Untuk ruangan yang mensyaratkan tingkat gangguan bunyi yang rendah, penyegar udara dapat diletakkan di luar dan udara disalurkan ke dalam ruangan melalui saluran udara. Jika tidak, maka harus diusahakan agar gangguan bunyi dapat diredam dengan sebaik-baiknya, yaitu dengan menggunakan isolasi bunyi.
- 7) Penyegar udara hendaknya diletakkan di atas tempat dengan lantai yang sedikit di miringkan, supaya bebas dari genangan air.
- 8) Masalah pengangkutan komponen sistem penyegaran udara harus pula diperhatikan. Oleh karena itu harus disurvei terlebih dahulu jalan dan cara yang akan digunakan.
- 9) Posisi lubang udara dingin atau udara panas masuk ke dalam ruangan hendaknya ditetapkan dengan saksama. Hal tersebut dianggap penting supaya dapat diperoleh distribusi temperatur udara ruangan yang uniform dan konstan. Jarak lemparan (*throw*) arus udara dapat dihitung sesuai dengan besarnya kecepatan udara dan bentuk lubang udara masuk ruangan. Kondisi yang nyaman biasanya diperoleh dengan mengusahakan agar kecepatan udara di dalam ruangan tidak lebih daripada 0.3 m/s.
- 10) Penyegar udara dengan saluran udara hendaknya dirancang dengan baik. Belokan yang tajam akan menyebabkan kerugian gesek yang besar. Oleh

karena itu, saluran keluar hendaknya dirancang dengan mempertimbangkan kecepatan udara dan jumlah belokan. Demikian pula saluran isap udara segar hendaknya dibuat dengan memperhitungkan posisi dan ukuran lubang isap.

- 11) Bagi sistem yang menggunakan kondensor pendinginan air, lokasi tempat pemasangannya ditetapkan dengan mempertimbangkan instalasi pipa air pendingin yang diperlukan. Jadi, hendaknya dipilih tempat sedekat mungkin dari sumber air sehingga dapat digunakan pipa air pendingin yang lebih pendek.
- 12) Bagi sistem yang menggunakan kondensor pendinginan udara, kondensor harus diletakkan di tempat dimana udara pendingin dapat mengalir dengan leluasa dan tidak bersirkulasi. Jika udara yang keluar dari kondensor mengalir kembali ke kondensor, seperti yang dapat terjadi apabila kipas udara dipasang dekat dari dinding atau gedung sebelah, maka prestasi penyejar udara akan berkurang.
- 13) Penyejar udara tidak boleh dikenai radiasi matahari langsung atau sumber kalor lainnya. Penyejar udara dengan pendinginan udara tidak boleh bekerja di tempat yang dikenai radiasi matahari langsung. Jadi, dalam hal seperti itu penyejar udara harus dilindungi atau diletakkan di bawah atap.
- 14) Penempatan penyejar udara hendaknya ditetapkan sehingga tidak merusak keindahan dan keserasian ruangan dengan dekorasi interior dan mebel yang ada.



Catatan:

- 1) Dicat dengan warna yang sama dengan kerangka bawah dari penyejar udara.
- 2) Bahan harus dikeringkan dengan baik untuk menghindari perpanjangan atau retak.
- 3) Sambungan dikokohkan dengan menggunakan perekat dan pasak.
- 4) Bahan yang digunakan adalah kayu cemara.

Gbr. 9.19 Pembuatan kerangka alas dari kayu untuk penyejar udara jenis paket

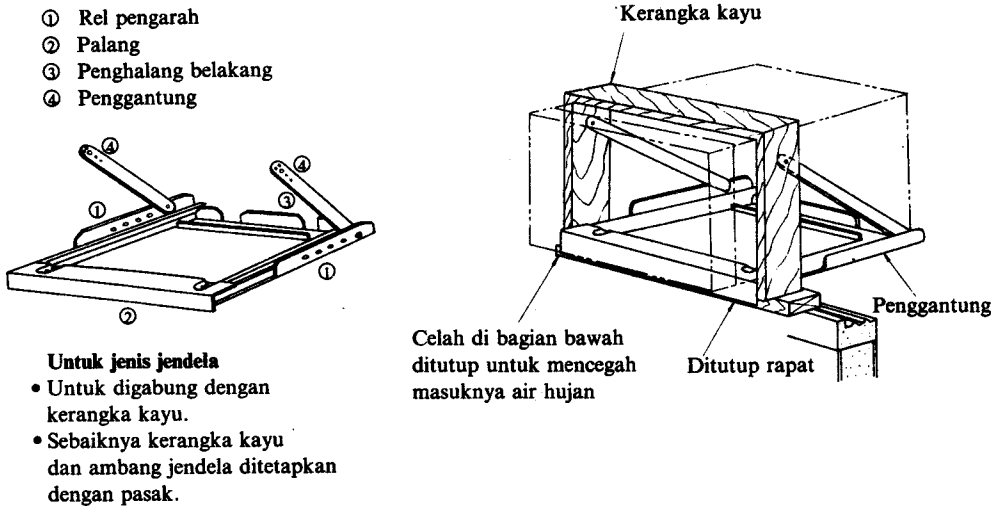
(2) Alas kayu dari penyegar udara

Penyegar udara hendaknya dipasang di atas papan kayu sehingga beban penyegar terbagi rata pada lantai. Alas kayu dibuat sebagai berikut. Untuk memperbaiki sifat isolasi getarannya, lembaran gabus setebal 15 mm atau lembaran bahan isolasi getaran lain yang cukup tebal, dipasang di bawah alas kayu tersebut, seperti terlihat pada Gbr. 9.19.

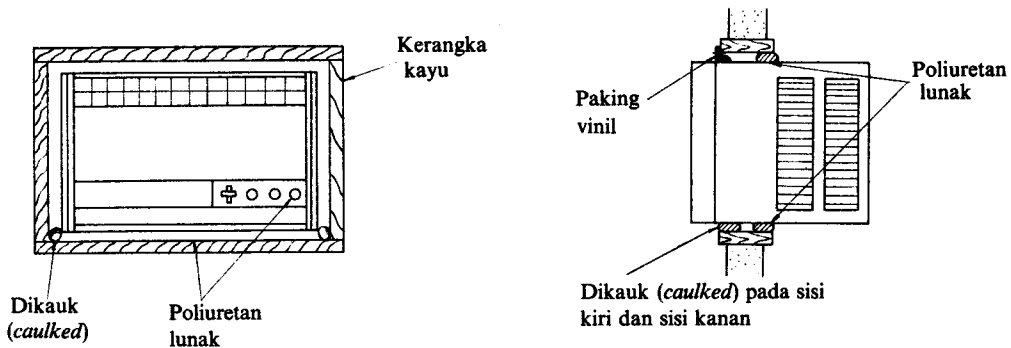
9.3.5 Pemasangan Penyegar Udara Ruangan Jenis Jendela

(1) Lokasi

Penyegar udara ruangan jenis jendela hendaknya dipasang pada jendela atau dinding yang berhadapan dengan udara luar, yang cukup kuat dan tahan getaran. Pemilihan lokasinya akan mempengaruhi prestasi pendinginan atau pemanasannya. Oleh karena itu, lokasi hendaknya dipilih sesuai dengan keinginan pemakai. Penyiapan dan cara pemasangan penyegar udara ruangan jenis jendela dapat dilihat pada Gbr. 9.20 dan Gbr. 9.21.



Gbr. 9.20 Penyiapan dan pemasangan penggantung bagi penyegar udara jenis jendela.



Gbr. 9.21 Cara merapatkan celah antara dinding dan penyegar udara ruangan jenis jendela.

(2) Petunjuk pemasangan**(a) Instalasi bagian dalam ruangan :**

- 1) Ruang yang disegarkan hendaknya diperiksa untuk mengetahui apakah terdapat tirai, lukisan dan perhiasan lainnya.
- 2) Bagian penyeang udara yang menonjol ke dalam ruangan hendaknya diatur sedemikian rupa sehingga pemasukan udara segar dan pengisapan udara ruangan tidak terhalang.
- 3) Jarak antara lantai dan alas penyeang udara sebaiknya 1 meter, supaya diperoleh distribusi temperatur yang baik tetapi juga untuk memungkinkan pengaturan dan perawatan mesin.
- 4) Jika penyeang dipasang terlalu dekat dari langit-langit, pendinginan atau pemanasan ruangan menjadi kurang efektif, terutama untuk keperluan pemanasan. Selain itu juga sukar pengaturan dan perawatannya.
- 5) Di samping itu hendaknya diperhatikan agar sirkulasi udara segar dapat berlangsung lancar, yaitu dengan cara mengurangi hambatan oleh barang-barang yang ada di dalam ruangan.
- 6) Penyeang udara hendaknya dipasang dengan kokoh pada dinding dan jangan sampai menimbulkan getaran pada jendela.
- 7) Hendaknya diusahakan agar air hujan tidak masuk ruangan.

(b) Instalasi bagian luar ruangan

- 1) Instalasi bagian dalam maupun bagian luar ruangan hendaknya diperiksa terhadap kemungkinan gangguan operasi dan perawatannya. Harus diusahakan agar udara pendingin kondensor dapat mengalir dengan lancar. Oleh karena itu, jarak antara bagian luar penyeang udara dengan dinding atau benda lain diusahakan tidak kurang dari 500 mm. Lubang samping dari penyeang udara hendaknya tidak tertutup oleh dinding atau benda lain.
- 2) Hendaknya diingat bahwa apabila bagian luar dari penyeang udara dikenai udara pantai, maka bagian tersebut akan dihadapkan pada kemungkinan kerusakan karena korosi atau karat.
- 3) Apabila bagian luar dikenai angin kencang, hendaknya dilindungi dengan menggunakan perisai yang dipasang sesuai dengan arah datangnya angin.
- 4) Demikian juga harus dihindari pemasangan pada bagian di mana terdapat banyak debu. Demikian juga hendaknya diusahakan agar udara panas dari rumah ketel atau dapur tidak terisap.
- 5) Jika permukaan pendingin kondensor menghadap ke Barat dan dikenai radiasi matahari langsung, hendaknya diberi pelindung atau diletakkan di bawah atap.
- 6) Penyeang udara hendaknya tidak dipasang pada dinding di mana bagian luarnya berada di dalam ruangan. Jika bagian luar penyeang udara berada di selasar atau koridor, hendaknya diperiksa apakah terdapat ventilasi yang baik.
- 7) Bagian luar penyeang udara hendaknya tidak menimbulkan gangguan bunyi atau udara panas ke sekitarnya. Pembuangan air embun dari udara hendaknya dapat dilaksanakan dengan baik.

9.3.6 Pemasangan Penyeang Udara Jenis Terpisah**(1) Unit Kondensor (unit luar)**

- 1) Unit kondensor harus dipasang sedekat mungkin dari unit pendingin (unit dalam). Panjang pipa maximum yang diperbolehkan antara unit dalam dan unit luar, harus diusahakan sependek-pendeknya.

- 2) Letaknya hendaknya ditetapkan sedemikian rupa sehingga dikenai ventilasi yang baik dan temperatur udara sekitar yang terisap tidak lebih tinggi dari 40°C . Selain itu, hendaknya tidak dipasang di dekat cerobong, ventilator atau penyegar udara yang telah ada.
- 3) Hendaknya diperhatikan bahwa adanya benda atau hambatan di dekat lubang udara akan mengurangi udara pendingin, sehingga bukan saja akan menurunkan prestasi pendinginannya tetapi juga akan mempercepat kerusakan alat dan motor penggerak.
- 4) Unit tidak boleh dikenai radiasi matahari langsung. Hal tersebut disebabkan karena dalam keadaan tersebut radiasi termal dari kondensor akan berkurang. Bagi unit yang dikenai atau mungkin dikenai radiasi matahari langsung, hendaknya dilindungi atau diletakkan di bawah atap. Dalam segala keadaan harus diusahakan adanya ventilasi yang baik.
- 5) Unit harus dipasang pada fondasi yang kaku untuk mencegah terjadinya getaran dan gangguan bunyi.
- 6) Lokasi dari unit kondensor ditetapkan sehingga gangguan bunyi dari unit tersebut tidak akan menimbulkan gangguan pada lingkungannya, terutama di daerah yang padat penduduknya.

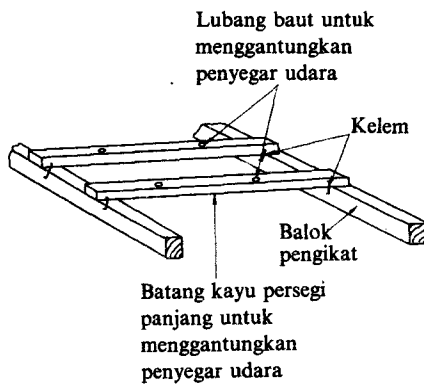
(2) Unit pendingin (unit dalam)

- 1) Unit pendingin hendaknya dipasang di tempat di mana orang yang ada di dalam ruangan tidak dikenai arus udara dingin. Arah aliran udara dingin masuk ke dalam ruangan harus dapat diatur dengan baik. Di samping itu, hendaknya dapat memberikan distribusi temperatur udara ruangan yang uniform. Kecepatan udara di dalam ruangan diatur sehingga dapat memberikan rasa nyaman; kira-kira tidak lebih tinggi dari 0,3 m/s.
- 2) Tempat di mana unit pendingin hendak dipasang haruslah kaku dan tidak menimbulkan gangguan bunyi dan getaran.
- 3) Letak unit hendaknya sedekat mungkin dari terminal daya listrik yang tersedia.
- 4) Di samping itu, unit pendingin harus dipasang di tempat yang cukup luas dan memberikan keleluasaan serta kemudahan untuk pemeriksaan dan perawatannya, terutama untuk membersihkan saringan udara dan perawatan komponennya.
- 5) Penempatan unit pendingin hendaknya tidak mengurangi keindahan ruangan.
- 6) Tempat yang disediakan hendaknya memungkinkan pemasangan unit pada posisi horisontal dan pembuangan air pengembunan melalui pipa pembuang dapat dilaksanakan dengan mudah.
- 7) Apabila dikehendaki adanya pemanas listrik atau pemanas air untuk keperluan pemanasan pada musim dingin, maka unit harus dipasang cukup jauh dari lantai supaya proses pemanasan ruang dapat dilaksanakan efektif. Lihat Gbr. 9.22 dan Gbr. 9.23.

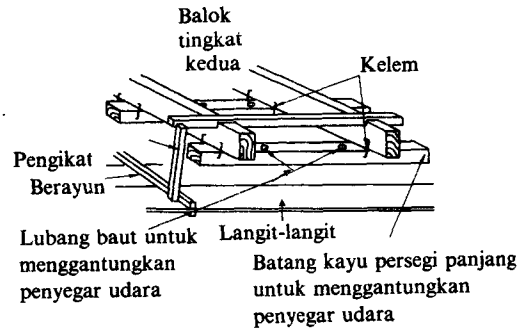
9.3.7 Pemasangan Unit Koil-Kipas Udara

(1) Pemasangan unit koil-kipas udara

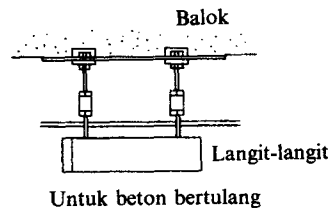
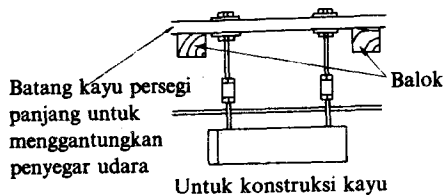
Unit koil-kipas udara dipasang sesuai dengan jenis dari unit yang bersangkutan, konstruksi gedung dan sistem pipa yang digunakan. Beberapa hal berikut ini perlu diperhatikan:



(a) Jenis langit-langit
(bagi gedung bertingkat satu)

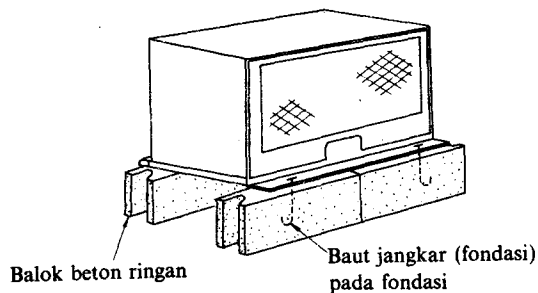


(b) Jenis langit-langit
(bagi gedung bertingkat dua)



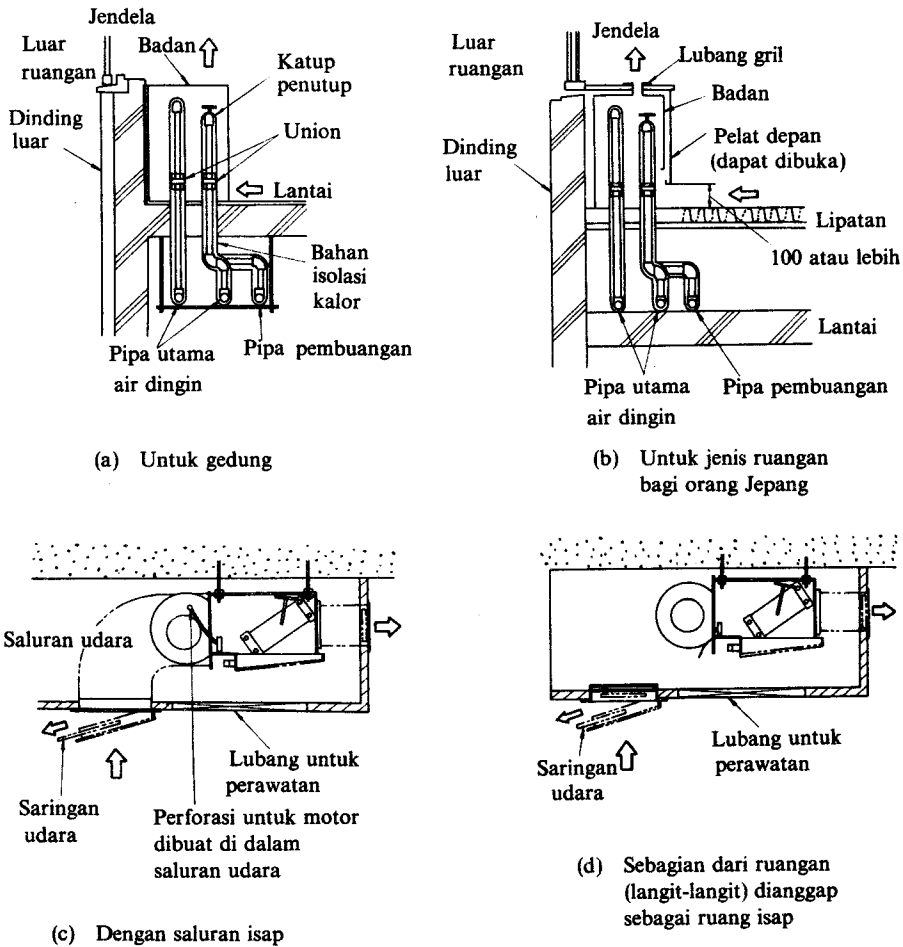
(c) Jenis langit-langit

Gbr. 9.22 Pemasangan penyejar udara jenis langit-langit.



Gbr. 9.23 Pemasangan penyejar udara jenis langit-langit.

- 1) Lantai, langit-langit dan dinding di mana unit hendak dipasang, haruslah kuat dan kaku.
- 2) Pembuangan air pengembunan harus dapat dilaksanakan dengan baik. Tempat yang disediakan harus memungkinkan pemasangan pipa pembuangan yang harus diletakkan miring ke bawah.
- 3) Lokasi dari unit koil-kipas udara harus ditetapkan demikian sehingga pemasukan udara ke dalam dan pengisapan udara dari dalam ruangan, serta distribusi udara di dalam ruangan, dapat diatur sebaik-baiknya. Sementara itu harus diusahakan agar udara luar (dan kotoran) tidak terlalu banyak terisap masuk ke dalam ruangan.



Gbr. 9.24 Instalasi dari unit koil-kipas udara.

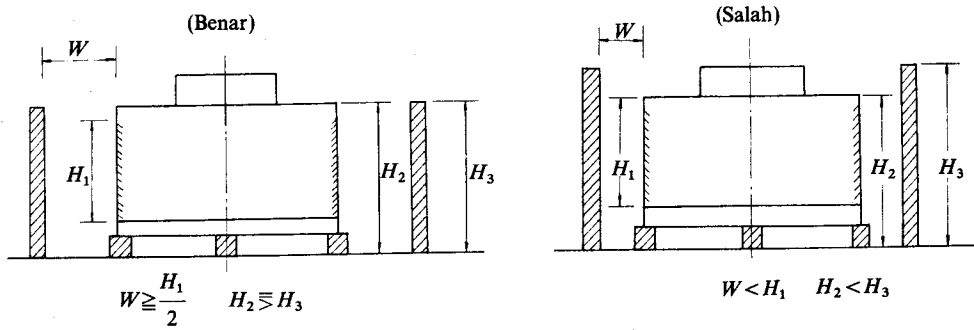
- 4) Hendaknya dapat pula diusahakan agar air yang mengembun pada koil tidak masuk ke dalam ruangan. Gbr. 9.24 memberikan contoh cara pemasangan unit koil-kipas udara.

(2) Pemasukan udara atmosfer melalui unit koil-kipas udara

Apabila udara luar (udara segar) akan dimasukkan melalui unit koil-kipas udara, maka hendaknya dibuatkan saluran isap yang khusus bagi setiap unit.

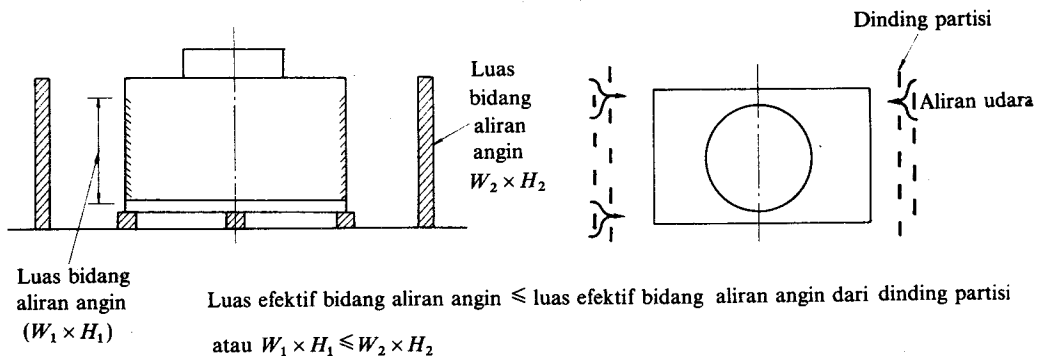
9.3.8 Pemasangan Menara Pendingin

Menara pendingin (*cooling tower*) hendaknya dipasang di suatu tempat sehingga memenuhi fungsinya dengan baik. Di samping itu, hendaknya diperhatikan agar pemasangannya tidak mengurangi keindahan lingkungan. Adanya benda atau dinding di sekeliling menara pendingin dapat mengurangi jumlah udara pendingin. Selain itu, menara pendingin hendaknya tidak dipasang di tempat di mana gas buang dari cerobong dapat terisap masuk dan menyebabkan korosi. Selanjutnya, lihatlah Gbr. 9.25, Gbr. 9.26 dan Gbr. 9.27

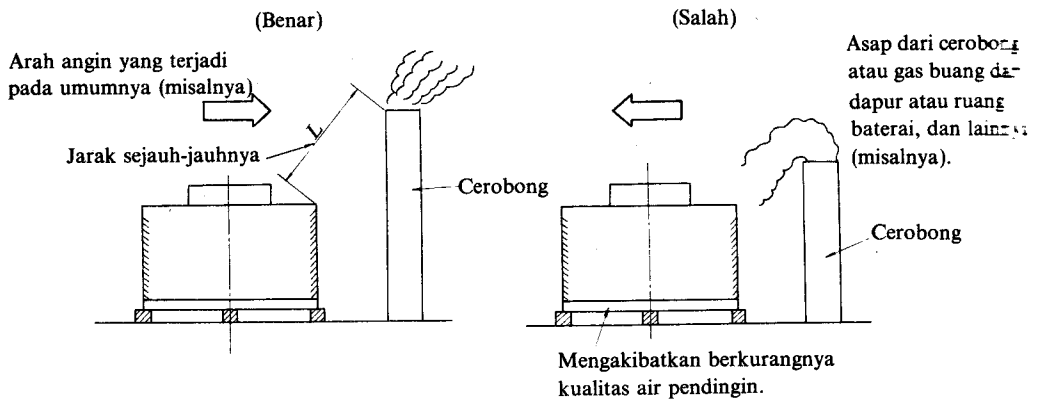


Dalam W sudah termasuk ruangan untuk perawatan

Gbr 9.25 Petunjuk pemasangan menara pendingin di dekat gedung atau dinding.



Gbr. 9.26 Menara pendingin dengan penutup.



Gbr. 9.27 Jarak dan penempatan posisi menara pendingin dari cerobong.

(1) Lokasi

- 1) Tempat di mana menara pendingin hendak dipasang harus terventilasi dengan baik dan tidak mempengaruhi keindahan lingkungan.
- 2) Bunyi yang ditimbulkan oleh menara pendingin diusahakan tidak mengganggu sekelilingnya.
- 3) Menara pendingin harus bebas dari pengaruh gas buang (termasuk udara bertemperatur tinggi).

- 4) Menara pendingin dipasang di daerah yang tidak berdebu.
- 5) Menara pendingin hendaknya diletakkan sedekat mungkin dari mesin refrigerasi.
- 6) Lokasi menara pendingin ditetapkan sedemikian rupa sehingga mudah pemeriksaan dan perawatannya.

(2) Pemasangan menara pendingin

Beberapa hal berikut ini harus diperhatikan dalam pemasangan menara pendingin.

- 1) Baut pengikat harus terpasang kokoh pada fondasi.
- 2) Menara pendingin harus dipasang di atas alas yang datar.
- 3) Kebutuhan air tambahan harus dapat dipenuhi dengan baik. Pompa air diletakkan di bawah tangki air.
- 4) Pemasangan menara pendingin hendaknya dilaksanakan sehingga udara keluar dari menara pendingin tidak akan terisap kembali.
- 5) Dalam hal digunakan dua atau lebih menara pendingin, maka jarak antara dua menara pendingin yang berdekatan tidak kurang dari 2 meter; masing-masing dilindungi dari kemungkinan perambatan api pembakaran.
- 6) Jarak antara menara pendingin dan pintu atau jendela dari gedung hendaknya tidak kurang dari 3 meter. Gedung yang bersangkutan harus dilengkapi dengan pintu bahaya kebakaran.
- 7) Bagi menara pendingin yang harus dirakit di tempat pemasangannya, hendaknya disediakan cukup tempat untuk meletakkan komponen dan memberikan keleluasaan bagi pekerjaan pemasangan yang memuaskan.
- 8) Menara pendingin harus dilindungi dari bahaya loncatan bunga api pada waktu dilaksanakan pekerjaan pengelasan.

(3) Sistem pipa air dari menara pendingin

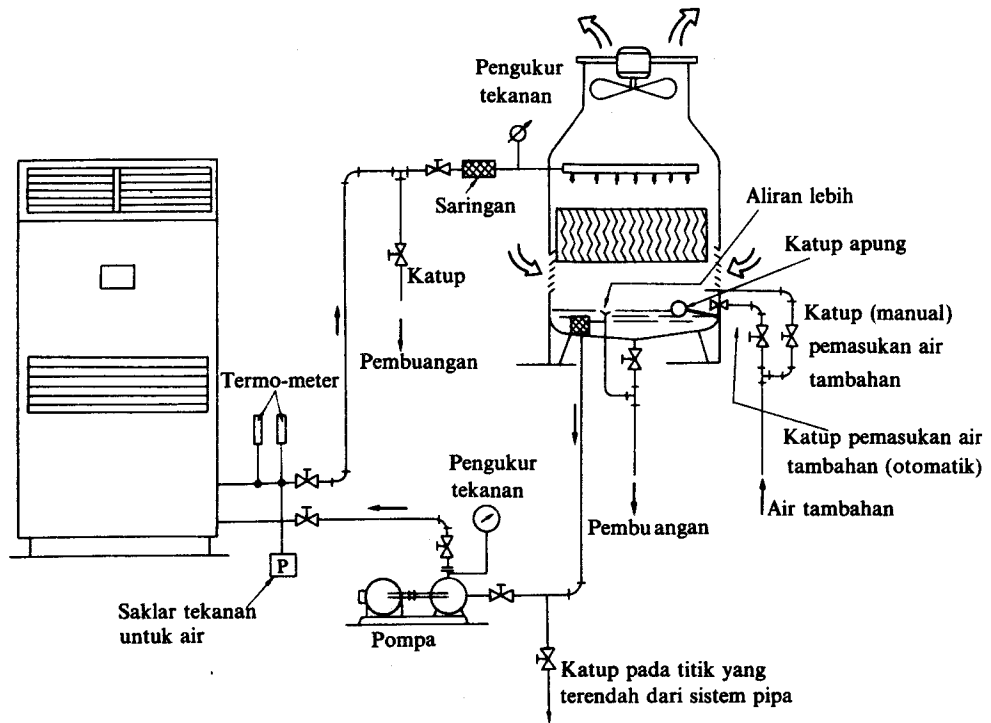
Supaya mesin refrigerasi dapat bekerja dengan aman, haruslah dapat dijamin adanya aliran air pendingin sesuai dengan yang diperlukan.

- 1) Apabila kondensor terletak di atas permukaan air di dalam bak menara pendingin, atau apabila kondensor terletak di bawah permukaan air dan pompa terletak di atas permukaan air dalam bak air, maka sebuah katup satu arah (*check valve*) harus dipasang di antara seksi keluar air pendingin dan pompa. Oleh karena itu, pompa hendaknya diletakkan di bawah permukaan air dalam bak air.
- 2) Pipa air tambahan (*make-up water*) harus memenuhi persyaratan sebagai berikut. Bagi komponen yang dihubungkan langsung dengan pipa air, baik secara otomatis atau secara manual, harus dapat dicegah terjadinya aliran balik (*back flow*). Apabila ada kemungkinan bahwa tekanan air-kota turun untuk sementara waktu, atau aliran air kota dihentikan, maka tangki air tambahan harus diletakkan di atas permukaan air dalam bak air. Lihat Gbr. 9.28 dan Gbr. 9.29.

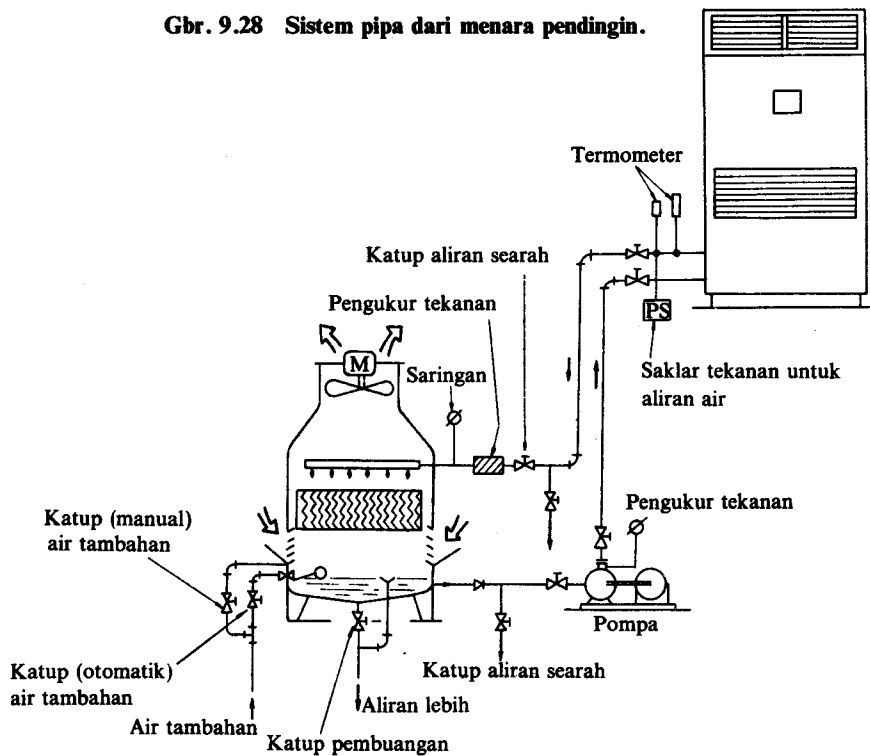
(4) Sambungan kawat listrik

Beberapa hal berikut ini perlu diperhatikan dalam pemasangan kawat listrik (Lihat Gbr. 9.30).

- 1) Apabila mesin refrigerasi harus dijalankan tetapi menara pendingin tidak bekerja, saklar tekanan tinggi untuk kompresor akan bekerja sehingga mesin berhenti bekerja. Untuk menjamin operasi yang memuaskan, rangkaian kawat



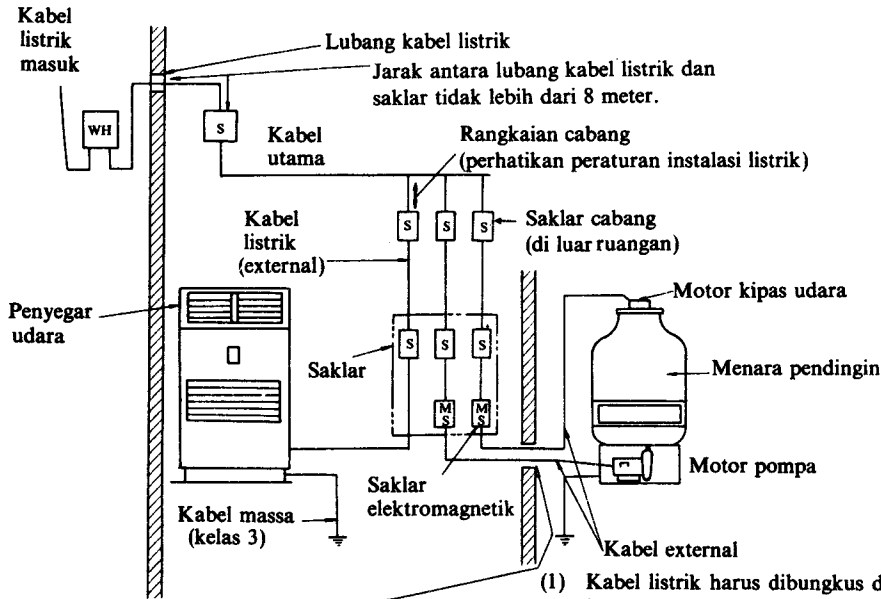
Gbr. 9.28 Sistem pipa dari menara pendingin.



Gbr. 9.29 Sistem pipa untuk menara pendingin.

(Di luar ruangan)

(Di dalam ruangan)



Kabel listrik untuk menara pendingin kabel untuk pompa dan kipas udara. Masing-masing dilengkapi dengan saklar elektromagnetik, dengan alat pelindung beban melebihi batas (*overload*).

- (1) Kabel listrik harus dibungkus dengan pipa logam, pipa sintetik resin, atau diletakkan di dalam saluran kabel.
- (2) Pipa logam yang digunakan haruslah tahan air.
- (3) Hendaknya diusahakan agar air tidak tergenang. Lebih baik digunakan kabel vinil.

Diameter dari kabel internal.

Arus listrik yang diperbolehkan $1,23 \times$ arus beban
(arus beban 50A)

Arus listrik yang diperbolehkan $1,1 \times$ arus beban
(arus beban 50A)

Diameter dan panjang kabel hendaknya dipilih sehingga penurunan tegangan yang terjadi tidak lebih dari 2% (untuk kabel internal).

Kabel external (setelah saklar cabang) hendaknya dipasang di dalam pipa logam atau pipa sintetik resin, atau dilindungi dari kemungkinan rusak.

Gbr. 9.30 Sebuah contoh diagram kabel listrik untuk penyegar udara paket.

listrik harus dibuat atas dasar interlok. Dengan demikian menara pendingin dan kompresor akan bekerja pada waktu yang sama, atau menara pendingin bekerja lebih dahulu dan beberapa saat kemudian kompresor mulai bekerja. Pemeriksaan harus dilakukan untuk mengetahui apakah kompresor berhenti bekerja pada waktu motor kipas udara atau pompa menara pendingin mengalami kerusakan. Dalam keadaan tersebut terakhir kompresor harus berhenti bekerja.

- 2) Kipas udara dan pompa harus berputar sesuai dengan arah putaran yang ditetapkan.

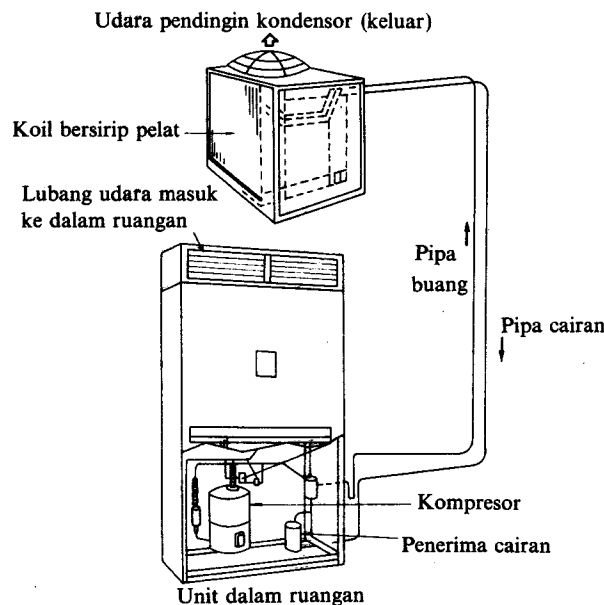
9.4 Pipa Refrigeran

Pipa refrigeran pada mesin refrigerasi menghubungkan kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator, sehingga dapat diperoleh siklus refrigerasi. Pipa refrigeran

terdiri dari empat bagian, yaitu :

- 1) Pipa gas isap (bagian tekanan rendah)
Evaporator → Kompresor
- 2) Pipa gas keluar (bagian tekanan tinggi)
Kompresor → Kondensor
- 3) Pipa cairan (bagian tekanan tinggi)
Kondensor → Katup ekspansi
- 4) Pipa gas jenuh (bagian tekanan rendah)
Katup ekspansi → Evaporator

Sistem pipa refrigeran dirancang dan dipasang sesuai dengan kondisi refrigeran yang ada di dalamnya (uap, cairan), besarnya tekanan (tinggi atau rendah) dan jenis refrigeran yang dipergunakan. Lihat Gbr. 9.31.



Gbr. 9.31 Sistem pipa dari penyegar udara dengan jenis kondensor pendinginan udara (jarak jauh).

9.4.1 Material Pipa

Material pipa harus memenuhi beberapa persyaratan tersebut di bawah ini:

- 1) Pipa tidak boleh rusak oleh refrigeran atau minyak pelumas, melalui proses fisika ataupun kimia.
- 2) Pilihlah pipa yang paling cocok. *Janganlah* menggunakan bahan pipa berikut ini, jika digunakan refrigeran tersebut di bawah ini:

Refrigeran :	Jangan sekali-kali menggunakan bahan :
Ammonia	tembaga atau paduan tembaga

Chloromethyl aluminium atau paduan aluminium

Freon paduan aluminium dengan kadar magnesium 2% atau lebih

- 3) Jika hendak dipakai pipa flexibel, misalnya karet, pilihlah yang tahan tekanan tinggi. Apabila digunakan pipa karet, hendaknya segera diganti apabila sudah menggelembung atau terlihat rusak. Sebaiknya pipa karet diganti secara periodik. Perhatian khusus ditujukan kepada pipa karet, yang mudah rusak oleh refrigeran monochloro difluoromethane.
- 4) Pakailah pipa tanpa-sambungan dari baja, paduan tembaga atau aluminium.
- 5) Jika bagian luar dari pipa dikenai air (misalnya pada pendingin udara), sebaiknya tidak digunakan pipa aluminium dengan kemurnian kurang dari 99,8%. Sedangkan pipa yang digunakan harus tahan korosi.
- 6) Tabel 9.2 dan Tabel 9.3 memberikan jenis dan ukuran pipa yang biasa digunakan untuk melayani refrigeran tertentu.

Tabel 9.2 Pipa tembaga (JIS H-3606).

Diameter nominal pipa	Diameter luar (mm)	Tebal dinding (mm)	Luas bidang luar (m ² /m)	Luas penampang dalam (cm ²)	Kapasitas (l/m)	Berat (kg/m)
6,4	6,35	0,8	0,01995	0,177	0,0177	0,124
12,7	12,70	1,0	0,03990	0,899	0,0899	0,327
15,9	15,876	1,2	0,04988	1,426	0,1426	0,493
19,1	19,051	1,2	0,05985	2,178	0,2178	0,598
25,4	25,401	1,4	0,07980	4,012	0,4012	0,938
31,8	31,751	1,4	0,09975	6,583	0,6583	1,187
38,1	38,101	1,6	0,11970	9,567	0,9567	1,630
44,5	44,450	1,6	0,13964	13,264	1,3264	1,914
50,8	50,802	1,8	0,15960	17,499	1,7409	2,464
63,5	63,502	2,0	0,19950	27,807	2,7807	3,400
76,2	76,203	2,3	0,23940	40,267	4,0267	4,748
88,9	88,903	2,6	0,27930	55,027	5,5027	6,258

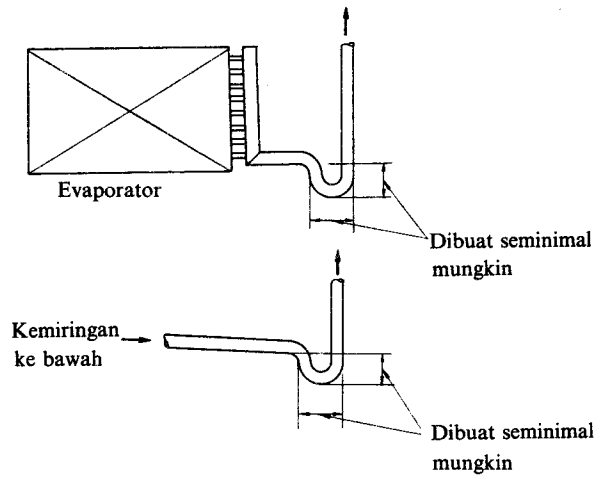
Tabel 9.3 Pipa baja karbon untuk tekanan tinggi (STPG 38) (JIS G-3454).

Diameter nominal	Diameter luar (m)	Tebal dinding (mm)	Luas permukaan luar (m ² /m)	Luas penampang (cm ²)	Kapasitas (l/m)	Berat (kg/m)	Nomor Jadwal
3/4B	27,2	2,9	0,08545	3,597	0,3597	1,74	Jadwal 40
1B	34,0	3,4	0,10681	5,811	0,5811	2,57	"
1 1/4B	42,7	3,6	0,13415	9,898	0,9898	3,47	"
1 1/2B	48,6	3,7	0,15268	13,332	1,3332	4,10	"
2B	60,5	3,9	0,19007	21,813	2,1813	5,44	"
2 1/2B	76,3	4,5	0,23970	35,573	3,5573	7,97	Jadwal 20
3B	89,1	4,5	0,27992	50,391	5,0391	9,39	"
3 1/2B	101,6	4,5	0,31919	67,346	6,7346	10,8	"
4B	114,3	4,9	0,35909	85,768	8,5768	13,2	"
5B	139,8	5,1	0,43919	131,917	13,1917	16,9	"

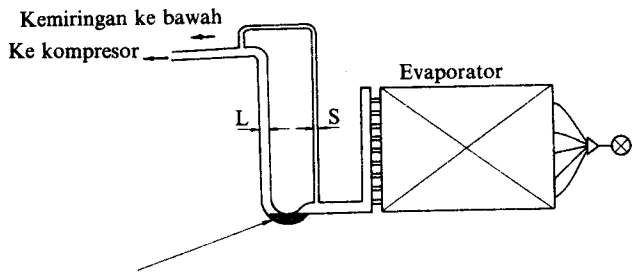
9.4.2 Beberapa Petunjuk Pemasangan Pipa Refrigeran

Pipa refrigeran sangat menentukan keselamatan operasi, ekonomi serta fungsi instalasi refrigerasi. Oleh karena itu harus diperhatikan beberapa hal berikut ini:

- 1) Peralatan dan pipa haruslah rapat-gas (*gas tight*) dan tahan tekanan tinggi.
- 2) Bahan yang digunakan hendaknya dipilih sesuai dengan penggunaannya, jenis refrigeran dan temperatur kerja.
- 3) Kecepatan gas refrigeran tidak boleh terlalu tinggi.
 Untuk pipa isap: untuk pipa horisontal 3,5 m/s atau lebih;
 untuk pipa naik (*riser*) 6 m/s
 Untuk pipa keluar: 20 m/s atau lebih rendah
- 4) Supaya instalasi refrigerasi dapat bekerja baik dalam segala keadaan operasi siklus refrigerasi (beban penuh, beban parsial, beban rendah, start dan berhenti), maka peraturan umum instalasi pipa harus dipenuhi.
- 5) Panjang pipa yang menghubungkan setiap peralatan haruslah sependek-pendeknya.
- 6) Usahakan agar jumlah belokan yang dipakai tidak banyak dan dengan jari-jari belokan yang besar sehingga kerugian gesek yang terjadipun minimal.
- 7) Oleh karena katup stop biasanya memberikan kerugian tekanan yang lebih besar dari pada yang dapat terjadi karena aliran dalam pipa dan kemungkinan kebocoran gas, hendaknya digunakan jumlah katup yang minimal.
- 8) Jumlah sambungan yang dapat menyebabkan kebocoran gas harus minimal. Jadi, instalasi pipa harus rapat-gas: tidak boleh terjadi kebocoran.
- 9) Hendaknya dapat dihindari kemungkinan terjadinya variasi temperatur sepanjang pipa, terutama di dalam pipa gas isap dan pipa cairan.
- 10) Semua pipa horisontal harus sedikit dimiringkan ke bawah, kira-kira dengan kemiringan 1/250, supaya refrigeran yang ada di dalamnya dapat mengalir dengan baik.
- 11) Jumlah penangkap (pipa-U) atau pipa buntu (*blindpipe*), di mana minyak pelumas dapat berhenti, harus diusahakan minimal.
- 12) Untuk mencegah minyak pelumas mengalir kembali ke kompresor dalam jumlah besar, pada waktu kompresor bekerja, hendaknya dipasang penangkap (*trap*) pada bagian yang lebih rendah dari pada pipa naik, seperti terlihat pada Gbr. 9.32.
- 13) Petunjuk pemasangan pipa refrigeran pada kompresor, kondensor dan evaporator, diperlihatkan pada Gbr. 9.33 sampai Gbr. 9.45. Dalam hal tersebut. Gbr. 9.34, Gbr. 9.40, Gbr. 9.44 dan Gbr. 9.45 menunjukkan sistem yang menggunakan sekurang-kurangnya dua unit komponen, untuk menjamin dicapainya hasil yang memuaskan dan dapat diandalkan.
- 14) Usaha mengkompensasikan kontraksi ataupun ekspansi pipa yang terjadi karena perubahan temperatur harus diadakan, misalnya dengan cara penumpuan atau pelengkungan pipa yang sesuai. Untuk mencegah terjadinya getaran dan untuk menetapkan pipa pada tempatnya dengan kokoh, maka penumpu atau penggantung pipa harus dipasang pada jarak (*interval*) yang tepat.
- 15) Bagian pipa yang diperkirakan mudah atau cepat rusak, hendaknya diberi katup pelindung. Pipa dapat dipasang sekurang-kurangnya 2 meter di atas lantai, atau ditanam di bawah permukaan tanah dengan pelindung yang baik.
- 16) Persyaratan teknik yang diminta dan yang telah ditetapkan dalam peraturan ataupun standar, harus dipenuhi.

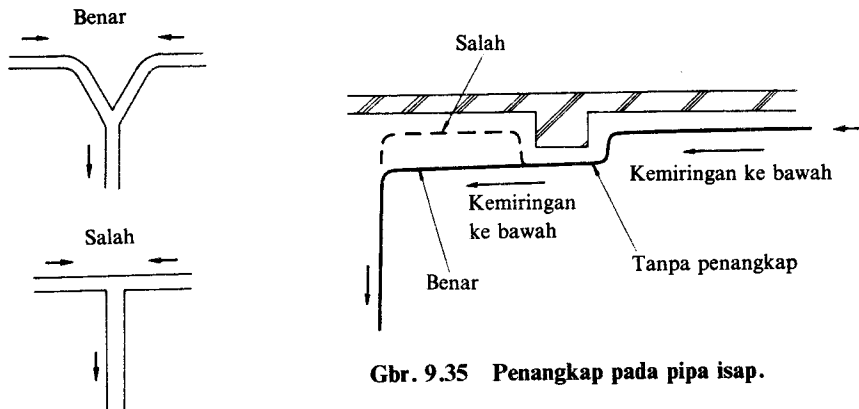


Gbr. 9.32 Konstruksi dari penangkap U.



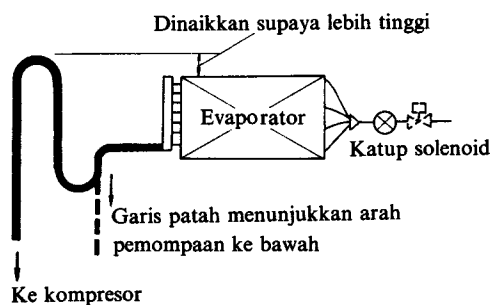
Pada pengaturan volume, kecepatan gas dapat menjadi sangat rendah. Karena refrigeran mengandung minyak pelumas, maka minyak akan berkumpul di dalam penangkap dan gas akan mengalir melalui pipa S. Apabila terjadi pembebanan penuh, gas akan mengalir melalui pipa L dan S.

Gbr. 9.33 Pipa naik atau pipa angkat ganda dari pipa keluar evaporator.

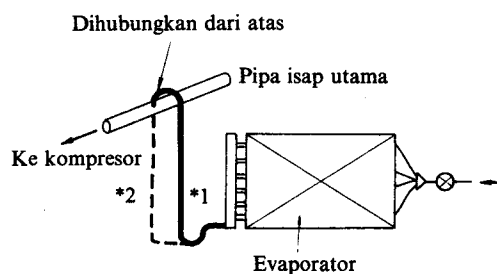


Gbr. 9.35 Penangkap pada pipa isap.

Gbr. 9.34 Pertemuan aliran dan sistem pipa yang digunakan.

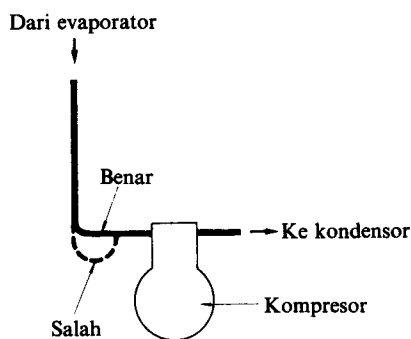


Gbr. 9.36 Pipa isap angkat pada bagian keluar evaporator.

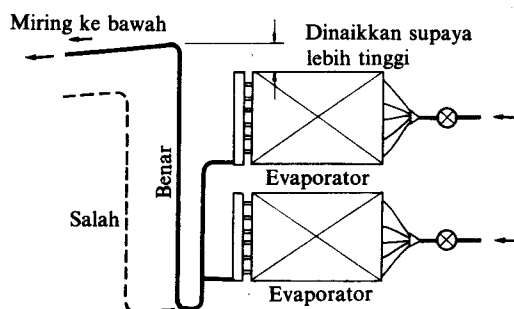


*1: Benar *2: Salah

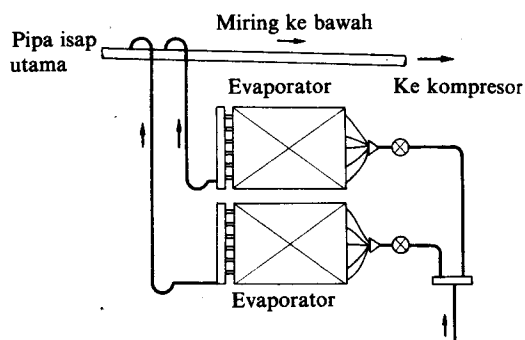
Gbr. 9.37 Penyambungan pipa ke pipa isap utama.



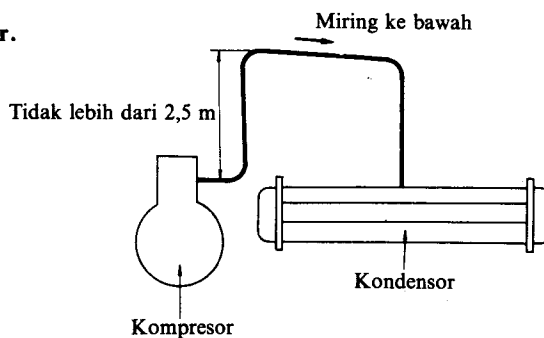
Gbr. 9.38 Penangkap di dekat lubang isap kompresor.



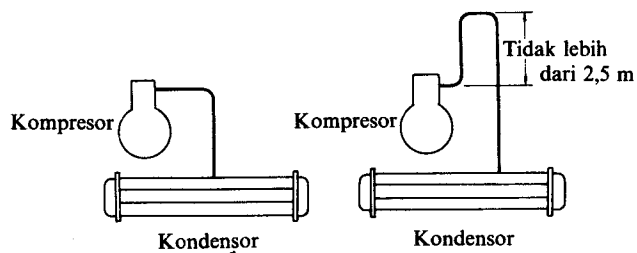
Gbr. 9.40 Pipa isap dari 2 evaporator.



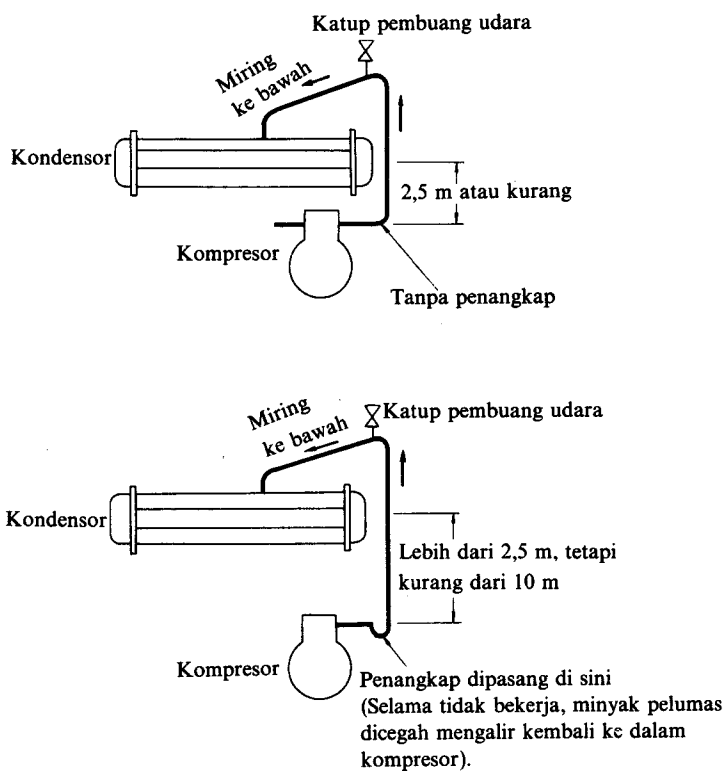
Gbr. 9.39 Pipa isap angkat terpisah.



Gbr. 9.41 Pemasangan pipa keluar (1)
(Apabila kompresor dan kondensor ada pada ketinggian yang sama.)

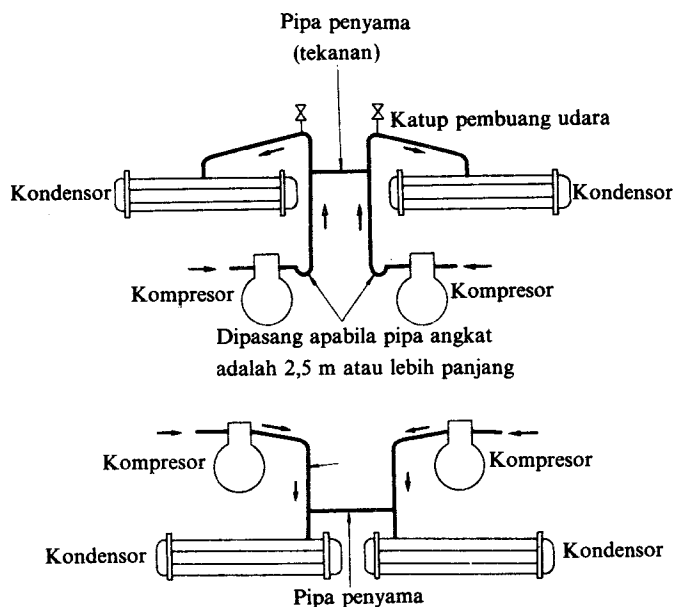


Gbr. 9.42 Pemasangan pipa keluar (2)
(Apabila kompresor ada di atas kondensor).

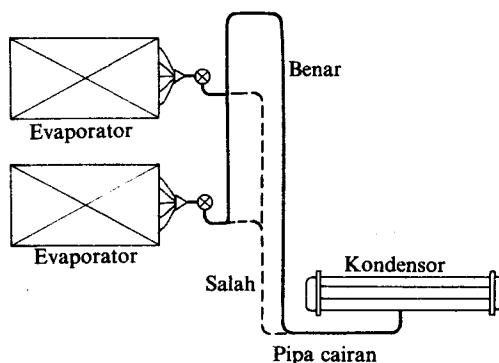


Catatan: Untuk mengeluarkan gas yang tak mengembun dari sistem, sebaiknya dipasang katup pembuang udara.

Gbr. 9.43 Pipa keluar angkat (Apabila kompresor ada di bawah kondensor).



Gbr. 9.44 Pipa penyama untuk 2 kompresor.



Gbr. 9.45 Distribusi yang uniform ke evaporator.

9.4.3 Sambungan Cepat

Dalam penyegar udara jenis terpisah, sambungan cepat banyak digunakan untuk menyambung unit dalam-ruangan (*indoor*) dan luar-ruangan (*outdoor*), yaitu dengan menggunakan beberapa potong pipa refrigeran. Proses pemasangan dapat dilakukan dengan mudah di tempat yang ditetapkan, oleh orang yang kurang trampil sekalipun. Hal ini tentu dapat mengurangi kesulitan penyolderan dan pembuatan penyambung pipa di tempat yang ditetapkan. Untuk mengeliminasi pekerjaan pengeluaran udara dari sistem pipa, bagian pipa di antara penyambung cepat telah dibebaskan dari udara dan diisi dengan sejumlah (sedikit) refrigeran.

Ada dua jenis penyambung cepat, yaitu: jenis sekali pakai (*one shot type*), seperti terlihat pada Gbr. 9.46, dan jenis menyekat sendiri (*self seal type*), seperti terlihat pada Gbr. 9.47. Jenis tersebut pertama dirancang sedemikian rupa sehingga pada waktu

menyambung pipa, diafragma akan terpotong oleh pemotong dan gas akan mengalir melalui pipa yang bersangkutan. Pada waktu melepaskan pasangan elemen, hendaknya diikuti prosedur sesuai dengan yang diterapkan pada sambungan biasa (pembuangan udara: *air purging*)

Pada jenis yang kedua, gas refrigeran hanya dapat mengalir setelah penyambung cepat menyambung kedua bagian pipa. Pada waktu melepaskan elemen penyambung, refrigeran tidak akan bocor keluar karena penyekatan akan segera menjadi efektif.

Penyambung cepat tersebut banyak digunakan pada penyegar udara yang relatif kecil; dibuat dalam beberapa ukuran panjang (kira-kira 3, 5, 7 dan 10 meter) dan tersedia dalam kotak paket (*piping kit*), termasuk di dalamnya bahan isolasi dan kawat pengikat.

9.4.4 Pengelasan Pipa Refrigeran

Petunjuk pengelasan pipa refrigeran diberikan dalam Gbr. 9.48.

9.5 Pemasangan Katup Expansi

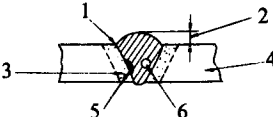
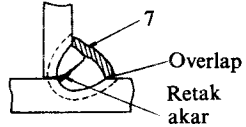
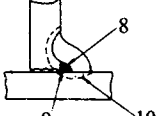
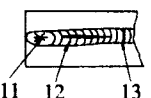
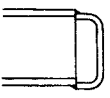
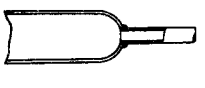
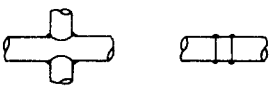
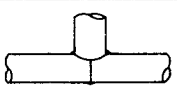
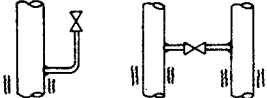
(1) Pemasangan badan katup ekspansi

Katup ekspansi hendaknya dipasang sedekat mungkin dari evaporator. Apabila refrigeran harus mengalir melalui katup ekspansi dan menuju beberapa koil pendingin, hendaknya diusahakan agar dapat diperoleh aliran refrigeran yang uniform dari pipa kumpul (*header*) refrigeran. Apabila digunakan distributor, yang memberikan hambatan aliran refrigeran yang tinggi, haruslah digunakan katup ekspansi dengan pipa penyama tekanan. Sebuah saringan hendaknya dipasang sebelum katup ekspansi untuk menyaring debu atau kotoran yang ada di dalam refrigeran. Katup ekspansi yang terpasang terbalik cenderung memberikan kerugian gesek tertentu. Apabila mesin berhenti bekerja, temperatur pada pipa sensor (bola) panas harus lebih rendah dari pada (atau dapat sama dengan) temperatur pada badan katup ekspansi. Hal tersebut disebabkan karena dengan menggunakan katup ekspansi jenis muatan gas, jika temperatur pada pipa sensor (bola) panas lebih tinggi, maka gas refrigeran di dalam sensor (bola) panas akan mengembun di dalam badan katup; sehingga apabila kemudian temperatur pada pipa sensor (bola) panas berubah, katup ekspansi tetap tidak akan bekerja. Dalam katup ekspansi jenis muatan cairan, temperatur pada pipa sensor (bola) panas dapat lebih tinggi dari pada temperatur badan katup; jadi, berlawanan dengan jenis muatan gas. Namun, apabila minyak mengendap pada bagian katup yang bertekanan tinggi, katup tidak dapat berfungsi lagi. Oleh karena itu, sebaiknya katup dipasang sedemikian rupa sehingga seksi keluar berada di bawah, sehingga minyak pelumas dan kotoran lainnya dapat mengalir menanggalkan katup.

Catatan: Pada katup ekspansi jenis muatan gas, pipa sensor (bola) panas yang bersentuhan dengan gas dapat mengkonversikan perubahan temperatur menjadi perubahan tekanan. Pada jenis muatan cairan, pipa sensor (bola) panas yang berisi campuran cairan dan uap dalam keadaan setimbang, dapat mengkonversikan perubahan temperatur menjadi perubahan tekanan uap jenuh.

(2) Pemasangan pipa sensor (bola) panas

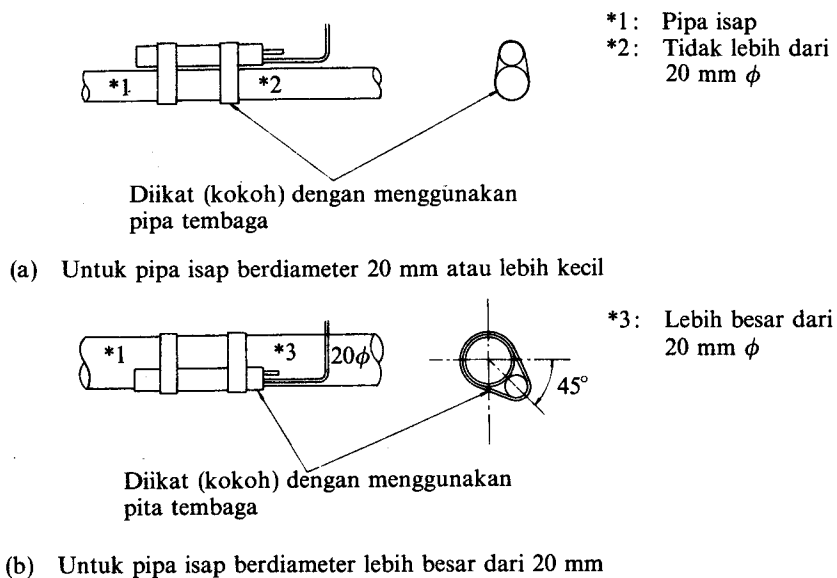
Temperatur yang dirasakan oleh sensor (bola) panas akan mengatur pembukaan katup ekspansi. Oleh karena itu, pipa sensor (bola) panas dipasang pada bagian horisontal dari pipa isap, pada seksi keluar dari evaporator (atau pada evaporator dalam

	Putus bawah (<i>undercut</i>): alur yang terjadi pada permukaan antara endapan logam las dan logam dasar. Sambungan kurang tebal sehingga mudah patah. Lubang tiup (<i>blowhole</i>): melemahkan sambungan las.
	Penambahan pada bagian yang bocor menyebabkan perubahan kualitas material. Retak akar (<i>root crack</i>) menunjukkan adanya retak internal pada endapan logam las seperti terlihat pada gambar.
	Penetrasi tidak sempurna: Dapat melemahkan sambungan las. Kekurangan fusi: sambungan tak sempurna, lemah.
	Retak melemahkan sambungan las dan menyebabkan kebocoran.
	Apabila tepi kedua bagian yang disambung tidak terletak pada posisi yang tepat, seperti terlihat pada gambar di samping, maka sambungan las menjadi kurang tebal; konsentrasi tegangan akan terjadi pada bagian yang lemah.
	Sambungan dua pipa yang berbeda diameternya akan mendapat tegangan lentur.
	Bagian yang ada di sekitar daerah yang dipengaruhi panas pada waktu pengelasan akan mudah patah.
	Akar dari ketiga pipa cabang akan mengalami tegangan cukup besar: garis sambungan las yang berpotongan seperti ini akan menyebabkan perubahan kualitas material pipa.
	Sambungan las pada bagian di mana terdapat konsentrasi tegangan lentur dapat (mudah) patah.
	Sambungan las dapat patah karena getaran.

- | | |
|--------------------------------------|---------------------------|
| 1. Putus bawah (<i>undercut</i>) | 8. Kemasukan kotoran |
| 2. Penguatan sambungan las | 9. Penetrasi tak sempurna |
| 3. Bagian yang dipengaruhi panas | 10. Kekurangan fusi |
| 4. Logam dasar | 11. Retak radial |
| 5. Kotoran yang masuk | 12. Retak longitudinal |
| 6. Rongga tiup (<i>blowhole</i>) | 13. Retak transversal |
| 7. Penambahan pada bagian yang bocor | |

Gbr. 9.48 Ketidaktepatan pada sambungan las.

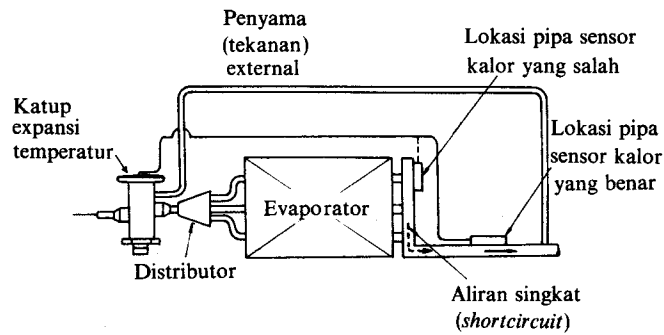
digunakan penukar kalor campuran cairan-gas). Supaya terjadi perpindahan kalor yang baik, permukaan kontak antara sensor dan pipa harus terpasang dengan baik. Dalam pemasangannya, permukaan bagian yang berhubungan harus dibersihkan dengan baik dan diikat dengan kokoh, dengan menggunakan pita atau kawat tembaga, pada bagian yang lurus dan permukaan yang rata (Lihat Gbr. 9.49). Tetapi, hendaknya tidak dipasang pada bagian bawah dari pipa. Hal tersebut terakhir perlu diperhatikan supaya tidak terjadi pengukuran yang kurang teliti karena aliran refrigeran dapat terhenti di bagian bawah pipa. Apabila pipa sensor panas dipasang pada titik di mana refrigeran dari pipa kumpul atau pipa isap dari koil pendingin dapat berkumpul, maka pada waktu kompresor distart, refrigeran akan menguap sehingga sensor (bola) kalor akan menjadi dingin. Sebagai akibatnya, katup ekspansi tidak akan membuka : atau pada waktu mesin bekerja, tidak akan diperoleh hasil pengukuran temperatur yang teliti. Pipa sensor (bola) panas yang bekerja berdasarkan aliran udara atau temperatur sekitar, sebaiknya dilapisi dengan bahan yang tidak higroskopik.



Gbr. 9.49 Pemasangan pipa sensor kalor.

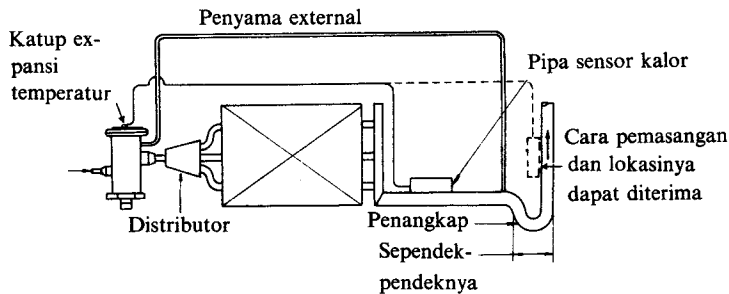
(3) Pemasangan penyama tekanan

Penyama tekanan dari katup ekspansi (*equalizing type expansion valve*) biasanya dipasang pada seksi keluar evaporator dan pada bagian di mana tekanannya hampir sama dengan tekanan penguapan. Sebenarnya akan lebih baik jika penyama tekanan dipasang pada kompresor daripada pada bagian pipa sensor panas. Tetapi, apabila tidak terjadi penurunan tekanan di dalam pipa pendingin, melainkan misalnya terjadi penurunan tekanan di dalam distributor, maka penyama tekanan boleh dipasang pada seksi keluar dari distributor yang lebih dekat dari evaporator.



Catatan: Pipa sensor kalor yang dipasang pada pipa isap vertikal hanya akan mendeteksi sebagian dari gas yang ada di bagian atas dari koil; cenderung menyebabkan terjadinya cair kembali (*liquid back*).

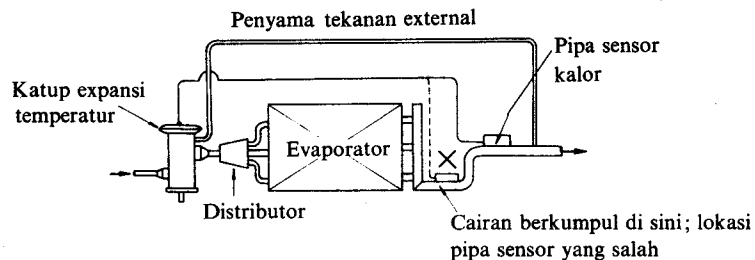
Gbr. 9.50 Cara pemasangan sensor kalor untuk menghindari terjadinya cair kembali dengan menggunakan aliran singkat



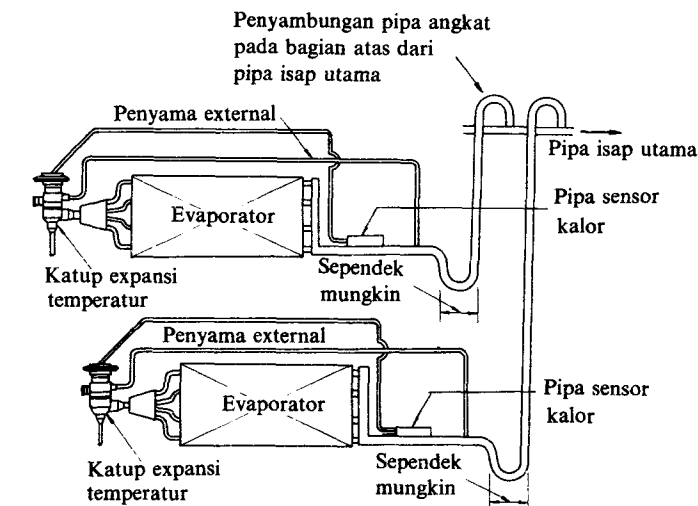
Pemasangan pipa sensor kalor pada bagian di mana cairan cenderung untuk berkumpul, akan menyebabkan operasi tak stabil.

Catatan: Katup ekspansi, yang tidak sesuai dan dipasang tidak pada tempatnya, akan sering membuka dan menutup sehingga menyebabkan operasi tak stabil (*Hunting action*).

Gbr.9.51 Pemasangan pipa sensor kalor untuk menghindari operasi tak stabil (*hunting operation*), dan pemasangan pipa angkat pada pipa isap kompresor.



Gbr. 9.52 Lokasi pipa sensor kalor, di mana kemungkinan terjadinya pengumpulan cairan sangat kecil.



Hendaknya diusahakan agar satu katup ekspansi tidak dipengaruhi oleh evaporator.

Gbr. 9.53 Instalasi dengan dua unit atau lebih evaporator.

9.6 Pengujian Tekanan Siklus Refrigerasi

(1) Tujuan dan prosedur pengujian

Mesin refrigerasi untuk penyegar udara hendaknya diuji untuk menjamin tercapainya prestasi yang sebaik-baiknya dan operasi yang aman. Tujuan pengujian dan prosedur pengujian yang dipakai dapat dilihat pada Tabel 9.4

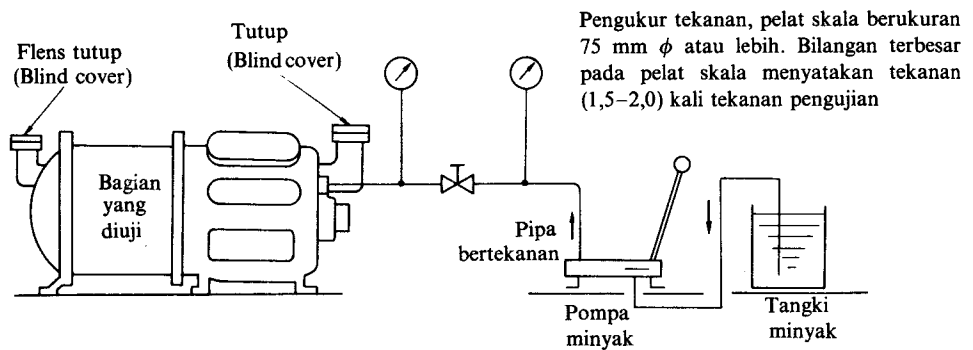
(2) Detektor gas jenis obor halide (Halide torch type gas detector)

Berikut ini akan dijelaskan tentang prosedur pelaksanaan pengujian dengan menggunakan detektor gas jenis obor halide, yang banyak digunakan pada mesin refrigerasi yang menggunakan Freon sebagai refrigeran. Gbr. 9.58 menunjukkan konstruksi detektor gas tersebut di atas. Isi mesin refrigerasi freon dengan menghubungkan sebuah silinder gas Freon dengan sistem, sehingga gas Freon akan masuk ke dalam mesin sampai tercapai tekanan $0,5-1 \text{ kg/cm}^2$. Selanjutnya, naikan tekanannya sehingga mencapai tekanan uji dan periksalah apakah terdapat kebocoran. Jika di suatu tempat terjadi kebocoran, maka di tempat tersebut nyala api obor halide akan mengalami perubahan warna. Prosedur pengujian yang dipakai adalah sebagai berikut. Bukalah tutup bawah dari detektor dan tuangkan alkohol ke dalam silinder bahan bakar. Setelah itu pasang kembali tutup tersebut pada tempatnya. Kemudian isi celah di bawah pembakar dengan alkohol, kira-kira setengah penuh, dan nyalakan. Sementara itu alkohol yang ada di dalam silinder bahan bakar akan dipanasi sehingga tekanannya naik. Maka uap alkohol akan keluar melalui nosel, menyemprot ke dalam pembakar dan bercampur dengan udara, sehingga terbakar dengan nyala api berwarna merah lembayung (ungu). Jika ada kebocoran, maka gas Freon akan terisap masuk bersama udara atmosfer melalui lubang pipa detektor, dan akhirnya akan mencapai nyala api obor detektor. Hal tersebut terakhir akan mengakibatkan warna nyala api berubah menjadi lebih terang. Dengan cara tersebut di atas lokasi kebocoran dapat diketahui. Kebocoran gas Freon yang lebih besar akan ditunjukkan oleh nyala api obor yang lebih terang dan kebiru-biruan.

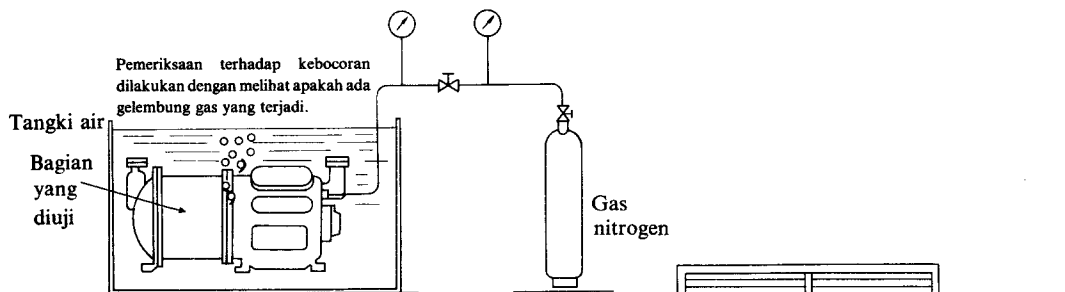
Tabel 9.4 Pengujian mesin refrigerasi dan pokok pelaksanaannya.

Jenis pengujian dan tahap pelaksanaannya	Urutan	Uraian pengujian dan pelaksanaannya
Pengujian hidrolik	1	Pengujian ini dilakukan dengan menggunakan tekanan hidrolik, terhadap komponen atau bagian dari tangki tekanan; misalnya : kompresor dan kondensor (jenis tabung dan pipa), penerima (<i>receiver</i>), pemisah minyak, pengering dan saringan. Pengujian ini biasanya dilakukan di pabrik; tetapi setelah dilakukan beberapa kali reparasi, pengujian juga dilakukan di tempat instalasi. Pengujian dilaksanakan dengan menggunakan tekanan hidrolik sebesar 1,5 kali tekanan rancangan, untuk memeriksa apakah ada kebocoran atau deformasi abnormal.
Pengujian kerapatan gas	2	Setelah pengujian hidrolik, pemeriksaan kerapatan gas dilakukan terhadap komponen kompresor dan tangki tekanan. Pemeriksaan ini biasanya dilakukan di pabrik; tetapi juga di tempat instalasi, setiap kali setelah pengujian hidrolik. Pengujian dilakukan dengan tekanan hidrolik sekurang-kurangnya sama dengan tekanan rancangan, dengan menggunakan udara atau gas nitrogen.
Pengujian kebocoran	3	Setelah dilakukan pengujian hidrolik dan pengujian kerapatan gas, kompresor dan tangki tekanan dihubungkan dengan pipa refrigeran. Kemudian pengujian dilakukan untuk memeriksa apakah seluruh sistem bebas dari kebocoran. Pengujian ini dilakukan di pabrik, terhadap sistem yang dialiri refrigeran, tetapi juga di tempat instalasi setiap kali setelah diadakan reparasi. Pengujian dilakukan dengan menggunakan tekanan kerja sebesar 0,9 kali tekanan gas rancangannya.
Pengeringan vakum	4	Setelah pengujian kebocoran sistem refrigeran dikeringkan vakum, dengan menggunakan pompa vakum berkapasitas cukup besar, untuk menghilangkan atau membersihkan sistem refrigeran dari udara dan air. Derajat kevakuman yang dipakai dapat dilihat pada Tabel 9.5.
Pengujian vakum	5	Setelah pengeringan vakum, sistem (refrigeran) dibiarkan dalam keadaan vakum tinggi, dan diperiksa apakah terjadi kebocoran. Penurunan derajat kevakuman yang diperbolehkan adalah 5 mm Hg. Pada penyegar udara yang kecil pengujian vakum kebanyakan tidak dilakukan.
Pengisian refrigeran	6	Setelah pengujian dan pemeriksaan di atas, sistem diisi dengan refrigeran sesuai dengan jumlah yang ditetapkan.
Pemeriksaan terhadap kebocoran	7	Dengan terisnya sistem oleh refrigeran, maka pemeriksaan terhadap kebocoran gas refrigeran dilakukan dengan menggunakan pendeteksi gas (<i>gas detector</i>), khususnya setelah pemasangan di tempat instalasi. Sebaiknya pemeriksaan terhadap kebocoran gas refrigeran dilakukan secara periodik.

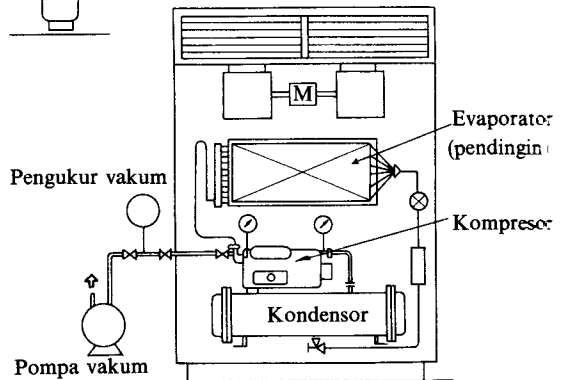
Catatan: Pada sistem refrigerasi dengan ammonia sebagai refrigeran, pengeringan vakum dapat disederhanakan ataupun diabaikan.



Gbr. 9.54 Pengujian hidrolik.



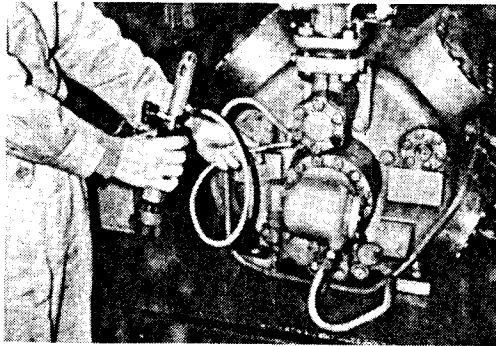
Gbr. 9.55 Pengujian kerapatan gas.



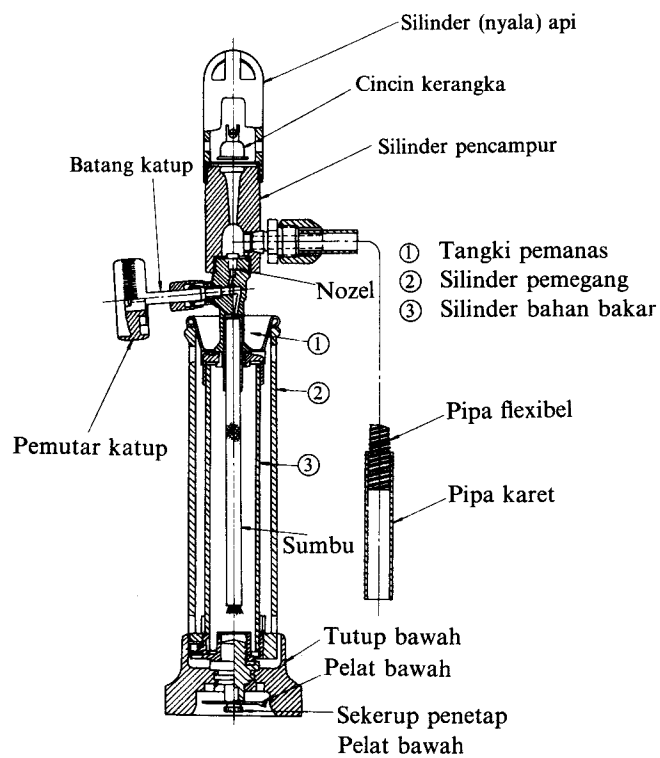
Gbr. 9.56 Penyambungan dengan pompa vakum.

Tabel 9.5 Derajat kevakuman untuk penguapan air pada beberapa temperatur.

Temperatur (°C)	Derajat kevakuman (dalam mm kolom Hg)	Temperatur (°C)	Derajat kevakuman (dalam mm kolom Hg)
20,0	744,5	7,5	754,3
17,5	746,9	5,0	755,5
15,0	749,2	2,5	756,5
12,5	751,1	0	757,4
10,0	752,8		



Gbr. 9.57 Pengujian kebocoran.

Gbr. 9.58 Konstruksi pendeteksi gas jenis obor halide
(*hunting operation*)

BAB 10. OPERASI DAN USAHA MENGATASI KERUSAKAN

10.1 Operasi dan Usaha Mengatasi Kerusakan Penyegar Udara

Peralatan penyegar udara, setelah dipasang atau setelah selesai direparasi, harus diuji dan disetel lebih dahulu sebelum dioperasikan. Selanjutnya perawatan harian harus dilakukan dengan saksama.

Dalam hal tersebut terakhir, pemeriksaan harus dilakukan terhadap:

- 1) Temperatur air pendingin atau temperatur udara pendingin.
- 2) Temperatur bagian penting dari penyegar udara, misalnya silinder dan ruang engkol dari kompresor, kondensor, bantalan kipas udara dan sebagainya.
- 3) Suara dan getaran yang terjadi pada instalasi yang bekerja.
- 4) Tegangan dan arus listrik (pada penyegar udara, menara pendingin dan pompa air pendingin).
- 5) Tekanan dan temperatur refrigeran yang mengalir dalam siklus refrigerasi.
- 6) Tekanan dan temperatur minyak pelumas di dalam kompresor.
- 7) Pembukaan katup ekspansi.
- 8) Kebersihan minyak pelumas.

Siklus refrigerasi akan berjalan dengan baik apabila proses penguapan dan pengembunan berlangsung normal. Pengertian tentang keadaan yang normal tersebut hendaknya dipahami, supaya penyimpangan dari keadaan normal dapat dideteksi secepatnya, dan diadakan perbaikan terhadap bagian yang rusak.

Dalam Gbr. 10.1 ditunjukkan tempat bagian yang harus diperiksa pada waktu penyegar udara sedang bekerja. Sedangkan Tabel 10.1 berisi data kondisi operasi yang normal.

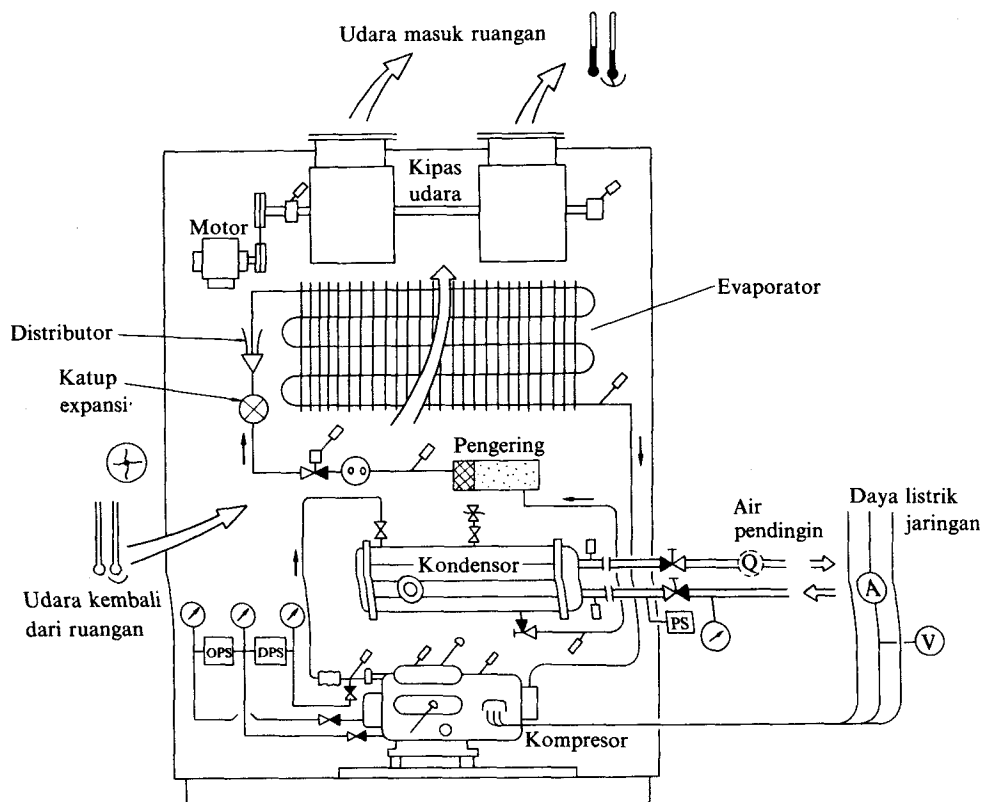
10.2 Variasi Kondisi Lingkungan dan Kapasitas Penyegar Udara

Agar supaya dapat diperoleh operasi penyegar udara yang mantap dan efisien, hendaknya dipilih jenis peralatan, lokasi yang tepat dan pemasangan instalasi yang sebaik-baiknya. Berikut ini akan diberikan penjelasan tentang beberapa faktor operasi yang kritis, dan cara mengatasi gangguan yang mungkin terjadi.

10.2.1 Temperatur Udara Masuk dan Kelembabannya

Dalam proses pendinginan pada umumnya, temperatur permukaan bidang evaporator lebih rendah daripada titik embun dari udara masuk. Apabila udara ruangan menyentuh permukaan dari koil pendingin, uap air dalam udara akan mengembun sehingga koil menjadi basah.

Sebuah koil biasanya dinyatakan menurut bentuk, ukuran dan jumlah barisnya. Apabila kecepatan udara dan temperatur penguapan adalah konstan, temperatur bola-basah udara keluar dari koil agak tergantung dari temperatur bola-kering udara masuk, tetapi lebih dipengaruhi oleh temperatur bola basah dari udara masuk.



	Termometer		Batang akustik		Katup keamanan
	Termometer bola-kering dan bola-basah		Pengukur permukaan cairan		Katup terbuka selama operasi
	Manometer		Kaca pengamatan		Katup tetap menutup selama operasi
	Ammeter		Pengukur aliran udara		Pengukur aliran
	Voltmeter				

Gbr. 10.1 Tempat atau bagian yang harus diperiksa selama penyegar udara bekerja.

Tabel 10.1 Tempat atau bagian yang harus diperiksa selama operasi dan operasi penyegar yang normal.

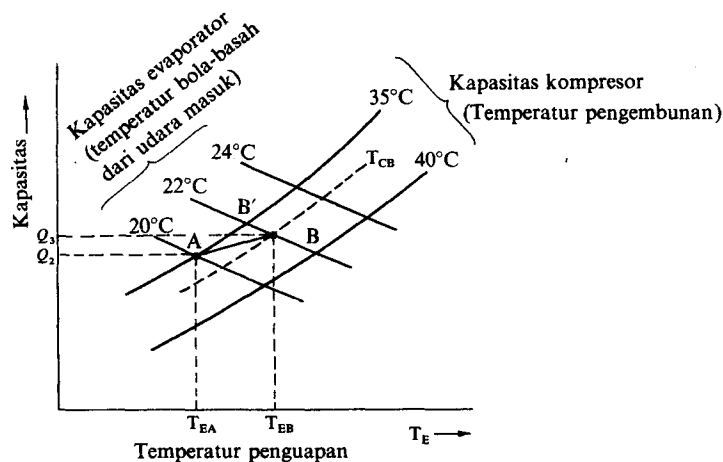
Tempat atau bagian yang harus diperiksa	Pengukuran	Kondisi operasi yang normal
Pipa (gas) isap	Tekanan isap Temperatur isap	(Tekanan jenuh ekuivalen dengan temperatur penguapan refrigeran) - (Penurunan tekanan dalam pipa isap) (Temperatur penguapan) + (Derajat super panas) Derajat super panas dapat mencapai 10°C atau kurang
Pipa (gas) buang	Tekanan buang (keluar) Temperatur buang (keluar)	(Tekanan jenuh ekuivalen dengan temperatur pengembunan refrigeran) + (Penurunan tekanan dalam pipa buang) 100°C atau kurang, tergantung pada jenis refrigeran dan kondisi operasi

Kompresor	Pompa minyak pelumas	Tekanan minyak pelumas Temperatur minyak pelumas	Berubah sesuai dengan temperatur minyak pelumas Harus diatur sehingga ada dalam daerah: tekanan isap ditambah 1,2–3 kg/cm ² 50°C atau lebih rendah, tergantung dari kondisi operasi
	Pengukur minyak pelumas	Volume minyak pelumas Kebersihan minyak pelumas	Sampai ke permukaan yang ditetapkan (hampir medium) Harus transparan (tanpa turbiditas)
	Kepala silinder	Temperatur Bunyi katup	120°C atau lebih rendah, tergantung pada jenis refrigeran dan kondisi operasi Bunyi yang berirama tanpa bunyi yang tidak normal
	Rumah engkol	Temperatur rumah Bunyi	Lebih rendah dari 50°C akan terjadi kompresi basah Harus bebas dari bunyi tidak normal
	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan terasa hangat (45°C, pada bagian luar rumah bantalan)
Motor listrik	Daya listrik	Tegangan listrik Arus listrik	Tegangan yang ditetapkan ($\pm 10\%$) Sesuai dengan arus kerja yang ditetapkan (dalam batas arus nominal dari motor listrik)
	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan terasa hangat (45°C, pada bagian luar rumah bantalan)
	Rumah (stator)	Temperatur	Tidak terlalu tinggi; hampir sama dengan temperatur kamar
	Lilitan	Kenaikan temperatur	Tidak terlalu tinggi, tergantung dari jenis isolator (kelas A, 65°C; Kelas E, 80°C)
Kipas udara	Bantalan	Temperatur	Dengan sentuhan tangan pada bagian luar bantalan terasa hangat
	Tali kipas udara	Tegangan	Cukup, ditekan dengan tangan terasa tidak terlalu keras
Kondensor	Air pendingin	Temperatur masuk Temperatur keluar Volume aliran Tekanan air	Tidak terlalu tinggi (sesuai dengan temperatur rancangan, sesuai dengan petunjuk) Kenaikan temperatur yang normal 5–10°C Sesuai dengan petunjuk Untuk mengatasi tahanan aliran melalui kondensor dan pipa air
	Permukaan cairan	Permukaan cairan refrigeran	Cukup tinggi
	Pipa keluar (cairan)	Temperatur cairan keluar	5 derajat atau lebih rendah dari temperatur yang sesuai dengan tekanan pengembunan yang bersangkutan (super dingin)
Distributor	Pipa keluar dari pengering	Temperatur refrigeran cair	Tak terjadi penurunan temperatur (hampir tidak ada)
	Kaca pengamatan (indikator cairan)	Gelembung	Tidak boleh ada gelembung
	Koil dari katup solenoid	Kenaikan temperatur	Hendaknya ada dalam batas kenaikan yang wajar, tergantung dari jenis isolator (untuk kelas A, 65°C)
	Bagian masuk dari katup ekspansi	Temperatur refrigeran cair	Tidak terjadi penurunan atau kenaikan temperatur (hampir tidak; atau kecil)
Evaporator	Udara	Temperatur masuk Temperatur keluar Volume aliran udara	Kapasitas pendinginan hendaknya dihitung dari selisih temperatur dan volume aliran udara, kemudian diperiksa terhadap harga rancangannya. Volume aliran udara biasanya 90% atau lebih besar dari harga yang diberikan pada alat.
	Koil pendingin	Pengembunan air	Terjadi pengembunan yang uniform
	Refrigeran keluar	Temperatur penguapan Tekanan penguapan	Apabila diperiksa terhadap temperatur jenuh yang ekuivalen dengan tekanan penguapan, ada pada derajat super panas yang wajar Sesuai dengan yang ditentukan (-tekanan isap)

Catatan:

1. Tekanan tinggi (tekanan keluar). Untuk jenis pendinginan air : Tekanan jenuh dari gas refrigeran yang ekuivalen dengan temperatur 3 sampai 6°C lebih tinggi dari pada temperatur keluar. Untuk pendinginan udara : Tekanan jenuh dari gas refrigeran yang ekuivalen dengan temperatur 12 sampai 17°C lebih tinggi dari temperatur udara luar .
2. Tekanan rendah (tekanan penguapan) Untuk Freon 12: 2,1 sampai 2,9 kg/cm² gauge. Untuk Freon 22: 4 sampai 5,5 kg/cm² gauge.
3. Selisih temperatur bola kering antara udara keluar dan udara masuk : Sangat tergantung dari temperatur bola basah dan volume aliran udara. Pada proses pendinginan pada umumnya 9 sampai 14°C.
4. Derajat super panas dari katup ekspansi sensor kalor. Temperatur dari pipa isap dekat pada pipa sensor kalor dari katup ekspansi sensor kalor biasanya 4 sampai 10°C lebih tinggi dari temperatur jenuh yang ekuivalen dengan tekanan isap.
5. Getaran dan bunyi. Pemeriksaan hendaknya dilakukan untuk mengetahui apakah penyegar udara lebih banyak bergetar dan mengeluarkan bunyi jika dibandingkan dengan keadaan pada waktu baru beroperasi. Pemeriksaan khusus hendaknya dilakukan terhadap kipas udara dan tali kipasnya.

Oleh karena itu temperatur bola-basah dari udara masuk akan membatasi kapasitas koil pendingin. Dalam penyegar udara, apabila volume aliran udara, temperatur air pendingin masuk dan volume aliran air pendingin adalah konstan ; dan jika temperatur bola-basah dari udara masuk berubah, maka temperatur penguapan tidak akan konsisten dan temperatur pengembunannya pun akan berubah. Keadaan tersebut akan menuju titik kesetimbangan lain, seperti terlihat pada Gbr. 10.2. Pada gambar tersebut dimisalkan bahwa titik kesetimbangan terjadi pada temperatur bola-basah (dari udara masuk) 20°C dan temperatur penguapan, T_{EA} .



Gbr. 10.2 Diagram kesetimbangan untuk evaporator dan kompresor.

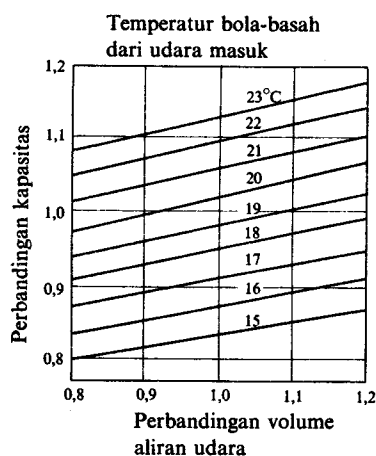
Apabila temperatur bola basah dan udara masuk menjadi 22°C, kapasitas evaporator akan naik dan apabila temperatur pengembunannya konstan, keadaan setimbang akan terjadi pada titik B'. Luas bidang perpindahan kalor adalah tertentu, dan apabila temperatur dan volume aliran air pendingin tidak berubah, maka jumlah kalor pengembunan akan naik sesuai dengan kenaikan kapasitas evaporator. Dengan demikian, temperatur pengembunan akan naik dan mencapai kesetimbangan pada titik B. Keadaan tersebut akan menyebabkan kapasitas pendingin total berubah dari Q_2 menjadi Q_3 .

Dengan temperatur penguapan $2-7^{\circ}\text{C}$ dan kecepatan udara sekitar 2 m/s , sebagai kondisi standar, dan menggunakan koil dengan 3 atau 4 baris, maka pada umumnya temperatur bola-kering udara keluar adalah $15-17^{\circ}\text{C}$ dan temperatur bola basah $13-15^{\circ}\text{C}$.

Gbr. 10.3 menunjukkan variasi kapasitas sebuah penyeang udara, dengan perbandingan kapasitas untuk temperatur bola-basah udara keluar sama dengan satu sebagai standar.

Sebagai pedoman untuk menentukan laju kapasitas pendinginan, dapat digunakan persyaratan tersebut pada Tabel 10.2 yang diambil dari ASHRAE dan JIS.

Jadi, sangatlah perlu untuk menetapkan kapasitas penyeang udara yang digunakan, karena hal itu tergantung pada kondisi yang bersangkutan.



Gbr. 10.3 Volume aliran udara dan temperatur bola-basah versus perbandingan kapasitas.

Tabel 10.2 Persyaratan pengujian penyeang udara ruangan.

Persyaratan	Kondisi dalam ruangan		Kondisi luar ruangan			
			Pendinginan udara		Pendinginan air	
	Temperatur bola-kering ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatur bola-basah ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatur bola-kering ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatur bola-basah ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatur bola-kering ($^{\circ}\text{C}$)	Temperatur bola-basah ($^{\circ}\text{C}$)
1. Pendinginan	27 ± 1	$19,5 \pm 0,5$	35 ± 1	$24 \pm 0,5$	$24 \pm 0,5$	$35 \pm 0,5$
2. Pemanasan dengan pompa kalor	21 ± 1	—	7 ± 1	$6 \pm 0,5$	$15,5 \pm 0,5$	$7 \pm 0,5$
3. Pemanasan dengan pemanas listrik	21	—	—	—	—	—
4. Pembebanan lebih	32 ± 1	$22,5 \pm 0,5$	43 ± 1	$25,5 \pm 0,5$	$27 \pm 0,5$	$38 \pm 0,5$
5. Pengembunan	27 ± 1	$24 \pm 0,5$	27 ± 1	$24 \pm 0,5$	—	$27 \pm 0,5$
6 Temperatur rendah	21 ± 1	$15,5 \pm 0,5$	21 ± 1	$15,5 \pm 0,5$	—	$27 \pm 0,5$
7. Defros	21 ± 1	$15,5 \pm 0,5$	$1,5 \pm 1$	$0,5 \pm 0,5$	—	—

Perhatian 1. Untuk pendinginan : diuji kapasitas pendinginan nominal, pemakaian daya nominal dan persyaratan operasi bagi pengujian temperatur dan pengujian pengaturan tegangan listrik.

2. Persyaratan operasi pompa kalor, misalnya kapasitas pemanasan nominal, pemakaian daya nominal, persyaratan operasi bagi pengujian temperatur dan pengujian pengaturan tegangan listrik.
3. Persyaratan operasi pemanas listrik, misalnya temperatur sekitar yang standar dalam pengujian pemakaian daya, pengujian temperatur dan pengujian pengaturan tegangan listrik.
4. Operasi dengan kapasitas pendinginan maximum. Pemeriksaan dilakukan terhadap prestasi pada pembebanan penuh.
5. Operasi di mana terjadi pengembunan yang maximal. Selama operasi, pemeriksaan dilakukan untuk melihat bahwa tidak terjadi tetesan air pengembunan.
6. Operasi dengan pembekuan maximal yang disertai dengan operasi tunggal kipas udara; sementara itu sistem dibebaskan dari pembekuan. Selama operasi, pemeriksaan dilakukan untuk melihat bahwa tidak ada tetesan air atau es.
7. Operasi dengan pembekuan maximal; sementara itu pompa kalor dijalankan dengan juga menjalankan alat defros otomatis. Selama operasi, pemeriksaan dilakukan terhadap waktu operasi defros yang tidak boleh 20% lebih lama dari waktu operasi total; sedangkan jika udara masuk ruangan bertemperatur lebih rendah dari 18°C, maka hal tersebut tidak boleh berlangsung lebih lama dari 1 menit.

10.2.2 Air Pendingin

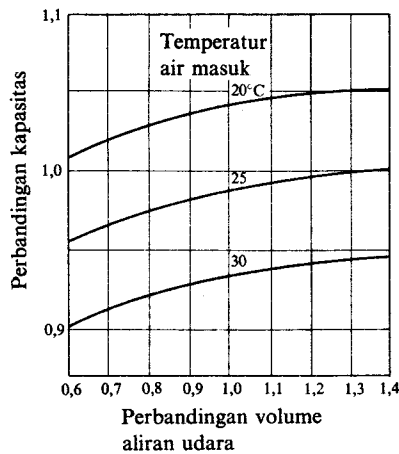
Apabila temperatur air pendingin masuk adalah rendah, meskipun volume aliran air pendinginnya konstan, temperatur air keluar dari kondensor akan turun dan perbedaan temperatur rata-rata dari kondensor akan naik, sehingga menurunkan temperatur pengembunan. Sebagai akibatnya, kapasitas kompresor akan naik dan temperatur penguapan akan turun sedikit. Dengan demikian kapasitas pendinginan total akan naik. Meskipun temperatur air masuk tidak berubah, tetapi apabila volume aliran air naik, maka kenaikan kecepatan aliran dan turunnya temperatur keluar akan menyebabkan turunnya temperatur pengembunan. Dengan demikian, kapasitas pendinginan akan naik, seperti diterangkan di atas. Apabila temperatur pengembunan sangat rendah, maka kapasitas pendinginan total dalam beberapa hal, tidak naik karena turunnya perbedaan tekanan antara sebelum dan sesudah katup ekspansi akan mengurangi aliran refrigeran melalui katup.

Pada instalasi yang menggunakan pipa kapilar, kualitas air pendingin harus dikontrol supaya temperatur pengembunan tidak akan turun terlalu banyak.

Tidak seperti katup ekspansi dengan pipa sensor termal, yang akan terbuka secara otomatis sesuai dengan tingkat super panas dari gas yang masuk, katup dengan pipa kapilar dapat mengubah laju aliran volume refrigeran sesuai dengan perbedaan tekanan antara bagian tekanan tinggi dan bagian tekanan rendah (tekanan pengembunan dan tekanan penguapan). Jadi, tidak tergantung pada derajat super panas dan tanpa kontrol laju aliran secara paksa.

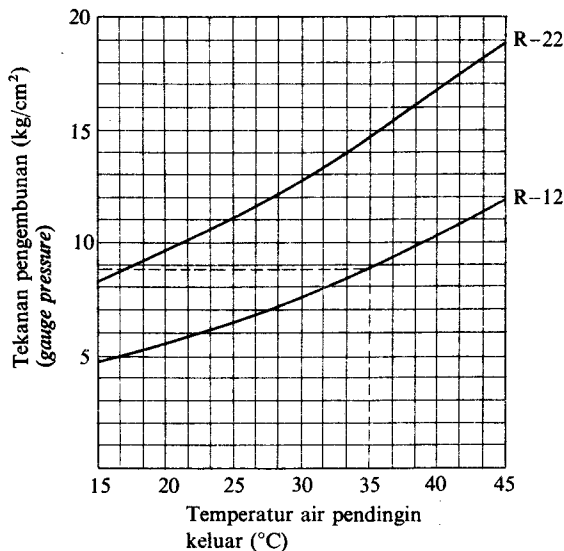
Seperti pada penyegar udara, diameter dan panjang pipa kapilar serta jumlah refrigeran yang mengalir ditetapkan untuk mencegah kemungkinan terjadinya gangguan operasional dalam daerah tekanan kerja yang normal (bagian tekanan tinggi dan tekanan rendah). Jika temperatur air pendingin terlampaui tinggi dan temperatur pengembunan (tekanan pengembunan) lebih tinggi daripada yang diperkirakan, maka hal tersebut akan menyebabkan naiknya perbedaan antara tekanan pengembunan dan tekanan penguapan, serta naiknya laju aliran refrigeran. Keadaan tersebut cenderung mengakibatkan operasi basah (terutama di daerah tropis).

Gbr. 10.4 menunjukkan keadaan di mana kapasitas pendinginan dari penyegar udara adalah sesuai dengan temperatur dan jumlah air pendingin.



Gbr. 10.4 Kapasitas sebagai fungsi dari volume aliran air dan temperatur air pendingin.

Sebagai standar, jumlah air pendingin kira-kira 6–7 l/menit per ton refrigeran. Apabila sebuah penyegar udara akan dijalankan dengan menggunakan menara pendingin dan dengan perbedaan antara temperatur keluar dan temperatur masuk sekitar 5°C, jumlah air yang diperlukan kira-kira adalah 11–13 l/menit. Kotoran yang menempel pada pipa kondensor dapat menyebabkan turunnya koefisien perpindahan kalor total maupun bertambah besarnya tahanan aliran, sehingga mengurangi jumlah aliran air pendingin. Oleh karena itu, temperatur pengembunan akan naik sehingga kapasitas pendinginan akan berkurang. Di samping itu, penggunaan dayanya akan bertambah besar. Untuk menghindari kesulitan tersebut, pipa pendingin harus dibersihkan secara periodik (Lihat Gbr. 10.5; Tabel 10.3 10.4, dan 10.5).



1. Apabila tekanan pengembunan (*gauge pressure*) selama operasi yang normal melebihi harga yang diperoleh dari diagram ini, maka harus diperiksa apakah kondensor sudah kotor, minyak pelumas mengendap atau terdapat gas yang tidak mengembun.
2. Diagram ini dibuat berdasarkan pada temperatur air pendingin keluar ditambah 5°C.

Gbr. 10.5 Temperatur air pendingin keluar dan tekanan pengembunan di dalam penyegar udara. (Periksa terhadap gas tak mengembun yang masuk ke dalam sistem.)

Tabel 10.3 Penurunan kualitas air pendingin dan kecenderungannya.

Unsur	Uraian	Kecenderungan
pH	Menyatakan logaritma resiprokal dari konsentrasi ion hidrogen dalam air Asam: pH < 7 Netral: pH = 7 Alkalin: pH > 7 (Air biasa pH = 6 – 8)	Apabila pH lebih rendah dari pada 4,3, maka kecenderungan untuk korosi lebih besar
Konduktivitas	Menyatakan derajat ionisasi dari zat padat dalam air	Konduktivitas yang tinggi akan menaikkan korosivitasnya
Alkalinitas (ppm)	Menyatakan kandungan unsur kekerasan air	Akan terjadi kerak
Cl ⁻ (ppm)	Kandungan Klorida dalam air	Kecenderungan korosi meningkat
SO ₄ ²⁻ (ppm)	Kandungan sulfat dalam air	Kalsium sulfat yang terjadi akan membentuk kerak. Kecenderungan korosi meningkat
Silika	Kandungan silikat dalam air	Akan terjadi kerak yang keras dan sukar dihilangkan
Besi	Kandungan besi dalam air	Terjadi kerak; menyebabkan korosi
Distilat	Kandungan residu dalam air (lain dari pada unsur tersebut di atas)	Membentuk kerak.

Tabel 10.4 Kriteria kualitas air pendingin*¹

Unsur	Kriteria	Kecenderungan* ²	
		Korosi	Pembentukan kerak
pH (25°C)	6,0–8,0	○	○
Konduktivitas (25°C) (μΩ/cm)	500 atau lebih rendah	○	
Cl ⁻ (ppm)	200 atau lebih rendah	○	
SO ₄ ²⁻ (ppm)	200 dan lebih rendah	○	
Fe (ppm)	1,0 (0,5)* ³ atau lebih rendah	○	
M alkalinitas seperti CaCO ₃ (ppm)	100 atau lebih rendah		○
Kekerasan total seperti CaCO ₃ (ppm)	200 atau lebih rendah		○

Unsur	Kriteria	Kecenderungan* ²	
		Korosi	Pembentukan kerak
Referensi	S ²⁻ (ppm)	○	
	NH ₄ ⁺ (ppm)	○	
	SiO ₂ (ppm)		○

*1 Aliran-sekali (*once-through*) dan sistem sirkulasi; air pendingin adalah air yang mengalir melalui kondensor

*2 Tanda ○ menunjukkan faktor yang mempengaruhi kecenderungan korosi atau pembentukan kerak

*3 Untuk pipa sintetik resin, berlaku harga yang ada di dalam kurung

Tabel 10.5 Kriteria kualitas air tambahan (*make-up water*); sebagai referensi.

Unsur		Kriteria
pH (pada 25°C)		6,0–8,0
Konduktivitas (25°C) (μ/cm)		200 atau lebih rendah
Cl ⁻ (ppm)		50
SO ₄ ²⁻ (ppm)		50
Fe (ppm)		0,3
M alkalinitas seperti CaCO ₃		50
Kekerasan total seperti CaCO ₃		50
Referensi	S ²⁻ (ppm)	Tidak terdeteksi
	NH ₄ ⁺ (ppm)	Tidak terdeteksi
	SiO ₂ (ppm)	30 atau lebih rendah

10.2.3 Volume Aliran Udara dan Kapasitas Pendinginan

(1) Dalam hal digunakan ruang plenum

- Dalam penyegar udara jenis kamar dengan plenum, tidak diperlukan tekanan statik
- Apabila volume aliran udara yang diperlukan berbeda dari yang standar, atau apabila terjadi kenaikan tahanan aliran udara karena adanya pemanas, maka putaran kipas udara hendaknya dinaikkan sehingga dapat memberikan volume dan tekanan udara yang diperlukan (sesuai dengan kapasitas kipas udara).

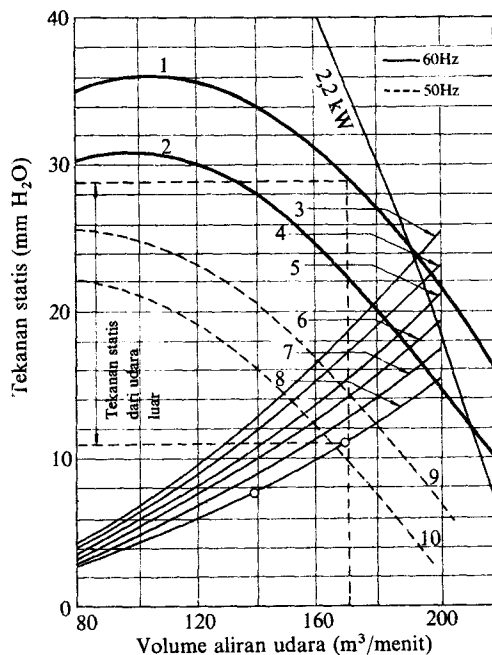
(2) Dalam hal digunakan sambungan saluran udara

- Untuk memberikan tekanan statik yang diperlukan untuk mengatasi tahanan aliran dalam saluran udara, putaran kipas udara harus dinaikkan. Apabila tekanan statik keluar yang efektif tidak cukup besar, volume aliran akan menjadi lebih kecil daripada yang diperlukan untuk mencapai kesetimbangan. Dengan berkurangnya volume aliran udara tersebut, kecepatan udara yang mengalir melalui koil maupun temperatur udara keluar akan

menjadi lebih rendah. Dengan demikian, temperatur penguapan dan kapasitas pendinginannya pun akan berkurang (Lihat Gbr. 10.3).

Jika saluran udara sudah tersambung, tahanan aliran udara akan bertambah besar, sehingga putaran kipas udara harus dinaikkan. Saringan udara yang tersumbat oleh debu harus segera dibersihkan untuk menghindari berkurangnya sirkulasi udara.

- (b) Apabila putaran kipas udara dinaikkan, maka daya poros yang diperlukan mungkin melebihi daya nominal dari motor listrik yang tersedia. Dalam hal tersebut, harus dipergunakan motor listrik yang setingkat lebih tinggi. Pada Gbr. 10.6 dijelaskan, bahwa apabila motor kipas udara bekerja di sebelah kanan dari kurva 2,2 kW, daya nominal dari motor tersebut dilampaui; maka harus digunakan motor listrik dengan daya nominal yang setingkat lebih tinggi.



1. Prestasi kipas udara dengan puli berdiameter 150 mm, pada putaran 1100 rpm.
2. Puli berdiameter 140 mm (sebagai standar), pada putaran 7020 rpm
3. Jenis pengisapan + 2 baris pemanas
4. Jenis pengisapan belakang + 1 baris pemanas belakang
5. Jenis pengisapan belakang
6. Unit kipas udara standar + 2 baris pemanas
7. Unit kipas udara standar + 1 baris pemanas
8. Unit kipas udara standar
9. Dengan puli berdiameter 150 mm, pada putaran 920 rpm
10. Dengan puli berdiameter 140 mm (sebagai standar), pada putaran 850 rpm

Gbr. 10.6 Volume aliran udara versus tekanan statik dari penyegar udara (sebuah contoh).

(3) Usaha mengatasi gangguan bunyi

- (a) Pada blower udara yang biasa digunakan, tingkat gangguan bunyi akan berkurang jika putarannya diturunkan. Metoda yang praktis tetapi cukup baik adalah memperbolehkan adanya sedikit penurunan kapasitas pendinginan karena berkurangnya volume aliran udara. Hal tersebut terakhir berarti putaran kipas udara dapat diperkecil.
- (b) Namun, penurunan tingkat gangguan bunyi dengan cara penurunan putaran juga terbatas. Usaha mengatasi gangguan bunyi bukan hanya dilakukan terhadap kipas udara, tetapi juga terhadap kompresor, di mana bunyi pada tingkat yang rendah sudah merupakan gangguan yang berarti. Usaha pertama yang dapat dilakukan adalah memasang isolator bunyi pada kompresor. Dalam hal tersebut, pada umumnya kompresor ditutup dengan kotak yang dilapisi, oleh material peredam bunyi, atau membungkus badan kompresor dengan material peredam bunyi. Namun perlu diperhatikan supaya hal tersebut tidak akan mengganggu pendinginan kompresor.

10.3 Karakteristik Operasi Penyegar Udara Jenis Pendinginan Udara

10.3.1 Kondisi Temperatur Standar

Kapasitas pendinginan penyegar udara dengan pendinginan udara tergantung dari karakteristik operasinya dan faktor lain yang berkaitan dengan sistem yang ditinjau.

Untuk jenis pendinginan udara, temperatur udara luar merupakan faktor yang paling esensial. Hal tersebut dalam Tabel 10.1 hendaknya diperhatikan. Maka dalam penggunaan penyegar udara dengan pendinginan udara harus diperhitungkan temperatur udara luar dan kondisi lingkungan.

10.3.2 Perbedaan Terhadap Karakteristik Penyegar Udara Jenis Pendinginan Air

- (1) Pada penyegar udara jenis pendinginan udara, temperatur pengembunan biasanya 15°C lebih tinggi daripada temperatur bola-kering dari udara pendingin masuk.

Jika dibandingkan dengan penyegar udara jenis pendinginan air yang menggunakan menara pendingin, maka unit berkapasitas rendah lebih menguntungkan jika ditinjau dari segi biaya instalasi dan perawatan.

- (2) Tekanan operasinya cukup tinggi. Untuk daerah tropik, beberapa hal berikut ini hendaknya diperhatikan.

- Penetapan tekanan kerja pada peralatan pelepas tekanan tinggi dan katup keamanan.

- Kerugian tekanan pada peralatan.

- Dengan naiknya tekanan pada bagian tekanan tinggi, maka perbedaan tekanan antara bagian tekanan tinggi dan bagian tekanan rendah akan bertambah besar sehingga laju aliran refrigeran bertambah besar pula. Dalam hal tersebut kompresor akan beroperasi dengan keadaan kompresi basah (Lihat Tabel 10.6).

Tabel 10.6 Batas tekanan pengembunan untuk kondensor pendinginan udara (sebagai standar).

R12					R22				
Temperatur peng-uapan (°C)	Tekanan peng-uapan (kg/cm ²) Gauge	Temperatur peng-embunan (°C)	Tekanan peng-embunan (kg/cm ²) Gauge	Perbandingan kompresi Gauge	Temperatur peng-uapan (°C)	Tekanan peng-uapan (kg/cm ²) Gauge	Temperatur peng-embunan	Tekanan peng-embunan (kg/cm ²)	Perbandingan kompresi
+10	3,3	58	13,8	3,5	+10	6,0	58	24,0	3,6
+5	2,7	55	12,9	3,8	+5	5,1	55	22,0	3,8
0	2,1	52	12,0	4,1	0	4,1	52	20,0	4,1
-5	1,6	49	11,1	4,6	-5	3,3	49	18,6	4,6
-10	1,2	46	10,3	5,1	-10	2,6	46	17,2	5,1
-15	0,83	44	9,8	5,8	-15	2,1	44	16,4	5,6
-20	0,56	42	9,3	6,7	-20	1,5	42	15,6	6,6
-25	0,23	40	8,8	7,8	-25	1,0	40	14,7	7,7
-30	0	38	8,3	9,0	-30	0,65	38	14,0	8,9

10.4 Karakteristik Perlengkapan Listrik dari Penyegar Udara

10.4.1 Arus Listrik untuk Penyegar Udara

Penyegar udara biasanya dilengkapi dengan diagram rangkaian listrik dan cara

pemasangannya serta penjelasan tentang karakteristiknya. Motor listrik penggerak kompresor yang dipasang menjadi satu dengan kompresor (kompresor hermetik), yaitu di dalam ruangan tertutup, poros kompresor dan motor tidak terlihat dari luar. Pendinginan motor dilakukan oleh refrigeran, sehingga dapat diperoleh pendinginan yang lebih baik daripada motor listrik yang lazim dipakai (serba guna).

Pada motor listrik serba guna, batas kenaikan temperatur ditetapkan berdasarkan standar berikut ini. Apabila motor listrik mencapai kondisi kerja yang ditetapkan, maka dalam hal motor didinginkan oleh udara sekitarnya, kenaikan temperatur hendaknya tidak melebihi suatu harga tertentu; sedangkan temperatur sekitar yang dipakai sebagai standar adalah 40°C, kecuali jika ditetapkan lain.

Apabila temperatur gas refrigeran adalah 10°C, sedangkan temperatur sekitar 30°C atau lebih tinggi, tentu dapat diperoleh pendinginan yang lebih baik sehingga motor dapat bekerja dengan beban lebih. Dengan demikian perbandingan antara daya nominal dan arus listrik dari motor listrik serba guna tidak selalu sama dengan yang terjadi pada motor listrik yang terbungkus secara hermetik.

Beban motor penggerak kompresor pada penyegar udara tidaklah konstan; beban pendinginan berubah menurut musim, waktu dan kondisi atmosfer. Apabila temperatur udara luar turun atau apabila sinar matahari tidak tampak, beban pendinginan berkurang sehingga beban motor listrik juga berkurang (Lihat Tabel 10.7).

Tabel 10.7 Jenis isolasi dan batas kenaikan temperatur.

	Jenis isolasi	Temperatur (°C)
Lilitan	Kelas A	100
	Kelas E	115
	Kelas B	125 (120)
	Kelas F	150 (140)
	Kelas H	170 (165)

Catatan: Persyaratan operasi sama dengan data pada tabel 10.2 Menurut JIS C 9612, harga tersebut dalam kurung berlaku untuk lilitan rotor. Untuk motor yang ada di dalam sistem refrigeran, dipergunakan harga di atas ditambah 5°C

Untuk kompresor tertutup, pengukuran kenaikan temperatur yang lebih tepat dilakukan dengan metoda tahanan. Penyegar udara juga menggunakan motor listrik penggerak kipas udara; motor listrik yang digunakan adalah sama dengan motor listrik serba guna.

Pada penyegar udara terdapat koilelektromagnetik dan lampu indikator; arus listrik yang diperlukan sudah termasuk dalam kebutuhan arus listrik secara keseluruhan. Arus listrik tersebut terakhir tergantung dari beban kompresor (temperatur penguapan dan temperatur pengembunan); jadi, tergantung pada kondisi ruangan dan udara luar (Tabel 10.2) yang besar pengaruhnya terhadap kapasitas pendinginan.

Apabila penyegar udara-pemanas bekerja untuk pemanasan, kondisi operasi dapat berubah (temperatur penguapan refrigeran turun dan temperatur pengembunan naik sehingga arus listrik yang diperlukan juga berubah).

Dengan menggunakan pemanas listrik untuk pemanasan, kapasitas listrik dari pemanas biasanya lebih besar daripada daya kompresor sehingga arus listrik yang diperlukan bertambah besar.

Jadi, bagi penyegar udara yang juga hendak digunakan sebagai pemanas, rangkaian listrik harus dirancang berdasarkan arus listrik maximum yang diperlukan dan harus diketahui dengan pasti.

10.4.2 Variasi Daya Listrik

Adanya perubahan daya listrik dari jaringan dapat memberikan pengaruh yang merugikan bagi penyegar udara. Faktor yang paling penting adalah tegangan listrik. Namun, penyegar udara harus dirancang sehingga tahan terhadap perubahan tegangan kira-kira sebesar 10%. Penyegar udara dapat distart jika momen putar yang diperlukan dapat dipenuhi; penyegar udara pada umumnya harus dapat distart dengan 90% tegangan perancangannya. Oleh karena momen putar dari motor listrik sebanding dengan pangkat dua tegangan, maka dalam hal tersebut di atas momen putar yang dihasilkan adalah 81% dari momen putar perancangannya. Tetapi, hal tersebut tentu tidak akan memberikan start yang halus. Gangguan seperti itu sering terjadi apabila penyegar udara distart kembali justru setelah kompresor berhenti bekerja, yaitu dalam keadaan di mana terdapat perbedaan tekanan yang tinggi antara bagian tekanan tinggi dan bagian tekanan rendah. Oleh karena itu, penyegar udara berukuran kecil hendaknya distart pada waktu perbedaan tekanan tersebut sudah cukup rendah.

Di samping itu perlu diingat bahwa penurunan tegangan jaringan listrik akan menyebabkan motor menjadi panas. Sedangkan perubahan frekuensi akan menyebabkan berubahnya putaran motor.

Pada kompresor dengan motor hermetik yang digunakan pada penyegar udara, poros kompresor dan poros motor merupakan satu kesatuan sehingga perubahan frekuensi akan langsung mempengaruhi putaran kompresor. Kapasitas penyegar udara adalah sebanding dengan putaran poros, dan jika frekuensi berubah-ubah di antara 50–60 Hz maka putaran akan berkurang sekitar 18.5% sehingga kapasitas pendinginan akan berkurang sebanyak 15%. Hal ini disebabkan karena turunnya putaran poros, meskipun dapat menaikkan efisiensi volumetrik kompresor, akan menyebabkan berkurangnya jumlah refrigeran yang bersirkulasi, menaikkan temperatur penguapan dan turunnya temperatur pengembunan, sehingga akan mengurangi efek pendinginannya.

Tabel 10.8 menunjukkan perubahan karakteristik karena adanya perubahan daya listrik untuk motor induksi.

Tabel 10.8 Perubahan tegangan dan frekuensi serta karakteristik motor induksi.

Karakteristik	Perubahan tegangan		Perubahan frekuensi	
	110%	90%	105%	95%
Momen putar start (max.)	+12%	–19%	–10%	+11%
Kecepatan sinkron	Tidak ada	Tidak ada	+5%	–5%
Kecepatan pada beban penuh	+1,0%	–1,5%	+5%	–5%
Frekuensi beban penuh	+0,5–1%	–2%	+sedikit	–sedikit
Faktor daya beban penuh	–3%	+1%	+sedikit	–sedikit
Arus start	+10–12%	–10–12%	–5–6%	+5–6%
Arus beban penuh	–7%	+11%	–sedikit	+sedikit
Beban maximum	+21%	–19%	–sedikit	+sedikit
Kenaikan temperatur	–3–4°C	+6–7°C	–sedikit	+sedikit
Bunyi	+sedikit	–sedikit	–sedikit	+sedikit

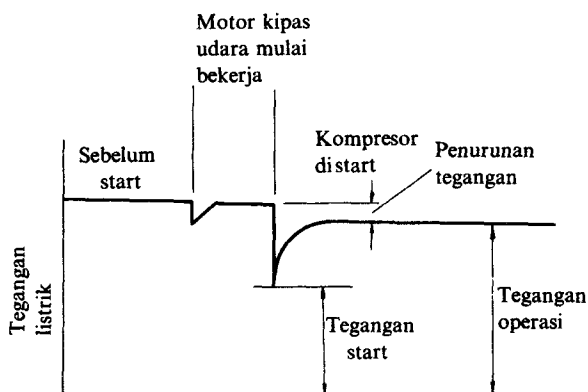
10.4.3 Efek Kedip dan Arus Start

Apabila daya listrik yang diperlukan untuk penyegar udara juga digunakan untuk lampu dan televisi, maka lampu dan televisi akan berkedip pada waktu penyegar udara,

atau mesin lain dengan beban yang cukup besar, dinyalakan. Fenomena tersebut dinamai "efek kedip" (flicker effect), yang erat hubungannya dengan arus start penyegar udara, dan tergantung dari besarnya perubahan tegangan jaringan yang terjadi sebagai akibat operasi start tersebut.

Oleh karena efek kedip merupakan suatu hal yang visual, sehingga tergantung dari kepekaan penglihatan dan kondisi lingkungan, maka agak sukar untuk merumuskan kriteria bagi efek tersebut. Untuk menghindari gangguan tersebut, beberapa pembatasan arus start penyegar udara kadang-kadang perlu diberikan (Lihat Gbr. 10.7 dan Tabel 10.9).

Untuk mengukur besarnya arus start pada penyegar udara biasanya dipergunakan ammeter. Dalam hal ini, hendaknya diperhatikan bahwa ada kemungkinan terjadi kesalahan penunjukan karena kelembaman atau gesekan yang terjadi pada jarum penunjuknya.



Gbr. 10.7 Penurun tegangan terjadi pada waktu menjalankan penyegar udara.

Tabel 10.9 Daerah tegangan kerja dan tegangan start minimum bagi penyegar udara.

Fasa, tegangan	Daerah tegangan kerja		Tegangan start minimum	
	50Hz	60Hz	50Hz	60Hz
Satu fasa 100V	90–110V	90–110V	85V	90V
Satu fasa 200V	180–220V	180–220V	170V	180V
Tiga fasa 200V	180–220V	180–220V	170V	180V

10.5 Petunjuk Perawatan Penyegar Udara

10.5.1 Pemeriksaan Mesin Refrigerasi

Beberapa hal berikut ini adalah beberapa cara yang tepat dan efektif untuk mengatasi kerusakan atau kecelakaan pada mesin penyegar udara:

- (1) Kekuatan: Instalasi hendaknya cukup kokoh dan tahan terhadap tekanan gas dan juga tahan korosi.

- (2) Kerapatan gas: Instalasi harus bebas dari kebocoran gas. Apabila tekanan isap menjadi sangat rendah (vakum), harus dijaga agar udara tidak masuk ke dalam sistem.
- (3) Uap air: Dengan Freon sebagai refrigeran, sistem refrigerasi harus bebas dari air
- (4) Debu: Sistem refrigerasi harus bebas dari debu atau kotoran lain (karena adanya kompresor)
- (5) Kualitas air pendingin: Untuk melindungi sistem dari korosi, maka harus diperhatikan kualitas air pendingin yang hendak dipakai.
- (6) Minyak pelumas: Harus dipakai minyak pelumas yang cocok untuk mencegah terjadinya endapan dan kerak.
- (7) Permukaan pendinginan: Permukaan bidang pendingin harus selalu bersih
- (8) Penyetelan alat keamanan: Pemasangan dan penyetelannya harus tepat.

10.5.2 Perawatan

Perawatan sistem penyegaran udara meliputi pekerjaan untuk mempertahankan agar semua peralatan ada dalam keadaan yang sebaik-baiknya supaya dapat diperoleh:

- (1) Waktu operasi yang maksimal
- (2) Pemakaian daya yang rendah dan biaya operasi yang lebih murah
- (3) Operasi yang aman
- (4) Keandalan operasi atau untuk menghindari penghentian mesin karena kerusakan atau kecelakaan
- (5) Umur mesin yang lebih panjang
- (6) Operasi yang memuaskan, melalui penjadwalan perawatan yang tepat, pemeriksaan berkala, penghematan tenaga kerja dan pekerjaan yang berlebihan, dan penghematan penggunaan bahan dan energi.

Untuk menghindari kerusakan dan kecelakaan, maka semua peralatan dan alat keamanan harus diperiksa secara periodik. Kegiatan tersebut dinamai perawatan pencegahan (*preventive maintenance*), yang ekuivalen dengan pengobatan pencegahan dalam ilmu kedokteran.

Dalam menjadwalkan perawatan, tujuan atau sasaran dari pengendalian perawatan hendaknya didefinisikan sesuai dengan peralatan yang bersangkutan dan berdasarkan pertimbangan ekonomi.

Beberapa hal berikut ini harus diperhatikan terlebih dahulu:

- (1) Sediakan gambar rancangan sistem selengkap-lengkapannya (perubahan, koreksi, dan modifikasi yang telah dilaksanakan harus dinyatakan dengan jelas).
- (2) Siapkan dokumen penting yang menyatakan sejarah peralatan (catatan tentang perawatan, catatan dari bagian yang sudah diganti atau direparasi, catatan kerusakan dan tindakan perbaikannya, dan sebagainya)
- (3) Ukuran dan spesifikasi dari bagian mesin sebelum diganti serta penggantinya.
- (4) Catatan daya yang digunakan
- (5) Catatan pekerjaan dan cara perawatan

Semua catatan tentang hal tersebut di atas harus lengkap dan mencerminkan pula keadaan mesin pada saat ini.

10.5.3 Pemeriksaan dan Perawatan Harian

Berikut ini akan diberikan tentang cara pemeriksaan harian.

- (1) Membersihkan saringan udara

Terlebih dahulu saringan udara harus diperiksa

Saringan udara harus selalu bersih

- (2) Terminal rangkaian listrik harus kokoh

Terminal tersebut antara lain adalah

- Terminal dalam saklar tekanan
- Terminal dalam saklar magnetik
- Terminal kabel daya

(Perhatian khusus harus diberikan pada bagian yang berat dan bergerak.)

- (3) Tegangan tali kipas udara. Tali kipas udara hendaknya diperiksa tegangannya. Apabila tali kipas udara ada dalam keadaan kendur, tali kipas akan selip pada pulinya sehingga akan mengakibatkan : berkurangnya aliran udara, panas dan keausan tali kipas, getaran pada tali kipas dan bunyi yang mengganggu. Hendaknya juga diingat bahwa tali kipas yang baru akan memanjang setelah digunakan, sehingga tali kipas akan menjadi kendur.

- (4) Penyetelan tekanan pada saklar tekanan tinggi dan tekanan rendah. Penyetelan tekanan tergantung dari konstruksi penyetar udara. Tabel 10.10 menunjukkan daftar penyetelan tekanan tersebut. Karena saklar tekanan juga berfungsi

Tabel 10.10 Penyetelan tekanan untuk saklar tekanan.

Refrigeran	Jenis penyetar udara	Penyetelan tekanan (kg/cm ²)		
		Klasifikasi tekanan	OFF	ON
Freon 12 (R12)	Pendinginan air	HP LP	12,0 1,2	9,0–10,0 2,2
	Pendinginan udara	HP LP	14,5 1,2	9,0–11,0 2,2
	Jenis pompa pendinginan air	HP LP	14,5 1,2	9,0–11,0 2,2
	Jenis pompa pendinginan udara	HP LP	1,45 0,2	9,0–11,0 1,2
Freon 22 (R22)	Pendinginan air	HP LP	20,0 3,0	15,0–17,0 4,0
	Pendinginan udara	HP LP	21,0–21,5 3,0	15,5–17,0 4,0
	Jenis pompa pendinginan air	HP LP	21,0–21,5 1,9	15,5–17,0 2,9
	Jenis pompa pendinginan udara	HP LP	21,0–21,5 1,2	15,5–17,0 2,0

Catatan: Klasifikasi tekanan HP dan LP berturut-turut menyatakan bagian tekanan tinggi dan bagian tekanan rendah

sebagai alat pengaman, maka penyetelan hendaknya tidak dilakukan menyimpang dari petunjuk yang diberikan (jangan memutar katup begitu saja jika terjadi kerusakan dan mesin berhenti bekerja).

Perlu diperiksa dan diketahui bagaimana cara kerja saklar tekanan, supaya jika karena sesuatu hal terjadi kerusakan, dapat ditelusuri dan ditemukan penyebabnya. Dengan demikian, dapat pula diketahui apakah saklar tekanan masih bekerja dengan baik.

- (5) Saklar pelindung tekanan minyak pelumas. Tekanan minyak pelumas yang normal biasanya $1,2-3,0 \text{ kg/cm}^2$ lebih tinggi dari tekanan isap gas. Oleh karena itu, harus diatur sehingga saklar akan bekerja pada tekanan sekitar $1,0 \text{ kg/cm}^2$ (perhatikan petunjuk pabrik pembuatnya).
- (6) Pemeriksaan baut yang kendur. Semua baut yang kendur harus dikokohkan sesuai dengan petunjuk yang ditetapkan.
- (7) Pemeriksaan kebocoran gas. Baut yang kendur dapat mengakibatkan kebocoran refrigeran dari sistem. Kebocoran yang lebih besar akan menimbulkan bunyi mendesis. Maka semua baut yang kendur harus dikokohkan. Selanjutnya pemeriksaan terhadap kebocoran harus dilaksanakan dengan cermat; tidak boleh terjadi kebocoran.
- (8) Bersihkan kotoran dan debu dari pipa pembuangan dan panci pembuangan. Debu yang menempel pada saringan udara dapat jatuh ke panci pembuangan atau menyebabkan tersumbatnya pipa pembuangan.

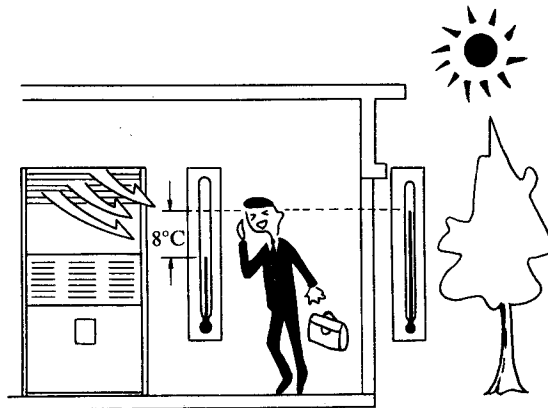
Selama pemeriksaan dilakukan, setiap komponen yang bersangkutan harus dibersihkan.

- (9) Catatan perawatan. Pencatatan kondisi rangkaian listrik, kondisi tegangan listrik dan kabel listrik serta perlengkapan yang digunakan pada penyegar udara; jumlah dan kualitas air pendingin, penambahan refrigeran, dan sebagainya selama waktu pemakaian penyegar udara, perlu dilakukan untuk memudahkan perawatan serta memudahkan pencarian sebab terjadinya gangguan atau kerusakan yang mungkin terjadi sewaktu-waktu.

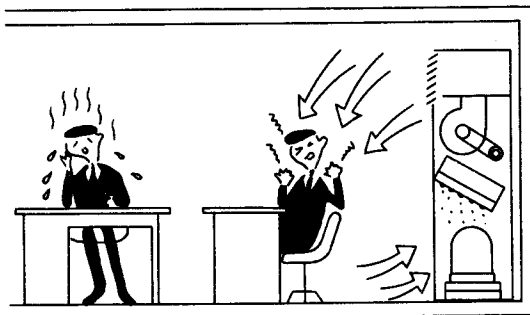
10.5.4 Operasi yang Tidak Normal dari Penyegar Udara

(a) *Kasus 1: Perbedaan yang terlalu besar antara temperatur ruangan dan temperatur udara luar.* Perbedaan temperatur yang terlalu besar antara udara dalam ruangan dan udara luar ruangan dapat memberikan kejutan perasaan dingin kepada seorang yang masuk ke dalam ruangan. Kejutan tersebut dinamai "kejutan dingin" (*cold shock*), yang dapat menyebabkan seorang menjadi sakit. Selain itu, pendinginan yang berlebihan cenderung memboroskan penggunaan daya. Jadi, hendaknya diperhatikan supaya tidak menggunakan penyegar udara yang berkapasitas terlalu besar dan hendaknya menggunakan termostat serta menempatkannya pada tempat yang tepat. (Lihat Gbr. 10.8)

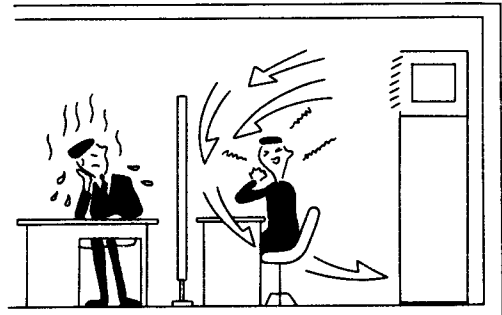
(b) *Kasus 2: Penurunan volume aliran udara dan penurunan temperatur udara masuk ruangan yang terlampau besar.* Apabila volume aliran udara dalam penyegar udara berkurang karena adanya penyumbatan ataupun tali kipas udara yang selip pada pulinya, maka temperatur udara masuk ke dalam ruangan akan turun dengan cepat. Dengan demikian, sirkulasi udara ruangan akan memburuk dan tak dapat diperoleh distribusi temperatur udara ruangan yang uniform. Perbedaan temperatur udara masuk (temperatur udara ruangan dikurangi temperatur udara masuk) biasanya sekitar 12°C ; lebih besar dari bilangan tersebut, akan mengakibatkan terjadinya distribusi temperatur yang tidak uniform.



Gbr. 10.8 Apabila terjadi perbedaan temperatur yang cukup besar antara udara luar dan udara di dalam ruangan.



Gbr. 10.9 Apabila terjadi penurunan volume aliran udara.



Gbr. 10.10 Apabila terjadi aliran singkat.

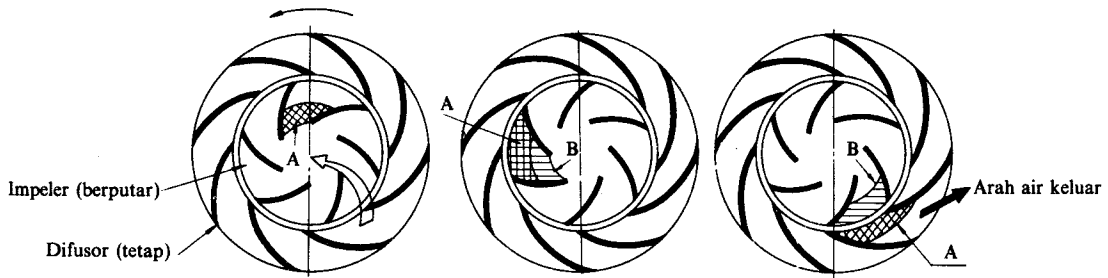
Fenomena tersebut tidak akan dijumpai pada penyegar udara yang terawat dengan baik. (Lihat Gbr. 10.9)

(c) Kasus 3: Keterbukaan (*exposure*) terhadap aliran udara dingin terjadi sebagai akibat adanya aliran singkat (*short circuit*). Aliran udara dingin, jika dihalangi oleh tirai atau benda lain, akan menyebabkan aliran singkat sehingga temperatur udara masuk ruangan makin lama makin bertambah rendah. Dengan sudu pengarah (pada gril) yang menghadap terlalu ke bawah, makin besar kemungkinan terjadi aliran singkat. Lebih buruk dari hal tersebut di atas, adalah bahwa keterbukaan terhadap aliran udara dingin akan menyebabkan rasa kurang nyaman (Lihat Gbr. 10.10).

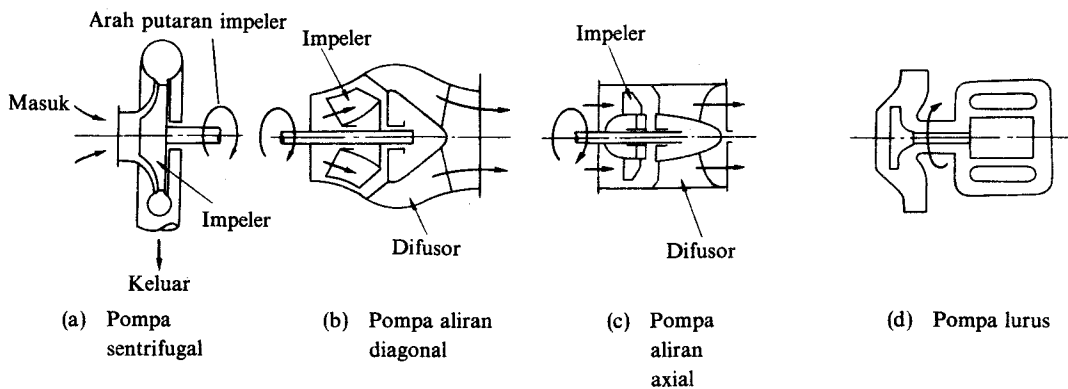
BAB 11. POMPA, KIPAS UDARA, DAN MENARA PENDINGIN

11.1 Pompa

Pompa adalah mesin yang berfungsi mengalirkan fluida melalui pipa dari satu tempat ke tempat yang lain. Spesifikasi pompa dinyatakan dengan jumlah fluida yang dapat dialirkan per satuan waktu dan tinggi energi angkat. Faktor tersebut terakhir menyatakan kemampuan pompa untuk menaikkan fluida dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi, serta untuk mengatasi tahanan aliran dalam pipa. Seperti terlihat pada Gbr. 11.1, pompa memberikan energi kinetik dan energi tekanan pada fluida. Jenis pompa seperti yang ditunjukkan pada Gbr. 11.2, banyak digunakan untuk mengalirkan air.



Gbr. 11.1 Cara kerja pompa sentrifugal.

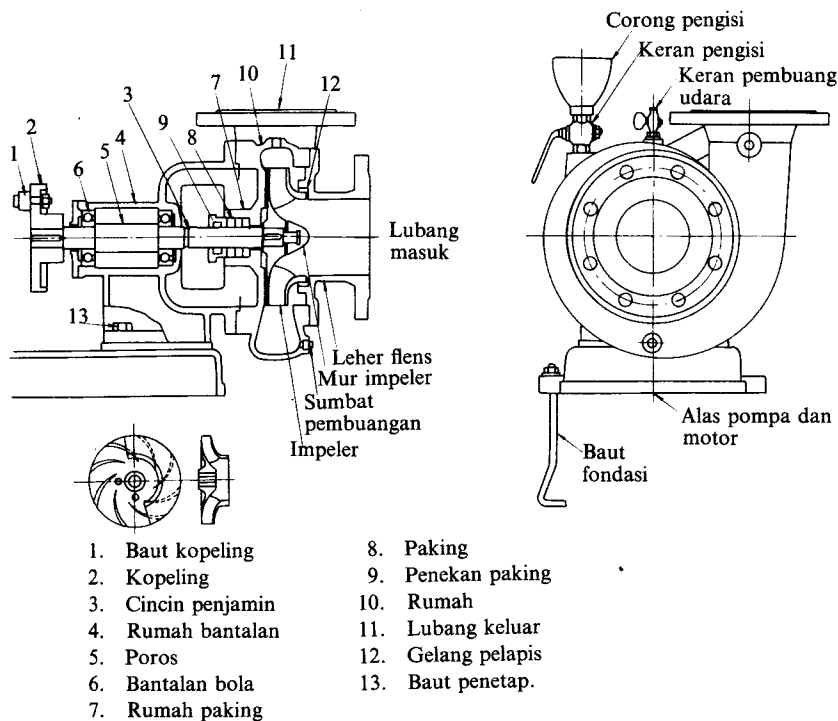


Gbr. 11.2 Beberapa jenis pompa.

11.1.1 Konstruksi Pompa (Lihat Gbr. 11.3)

(1) Impeler

Bagian dari pompa yang berputar dan memberikan gaya pada air, dinamai impeler. Apabila impeler berputar, maka air akan memperoleh tekanan dan kecepatan sehingga



Gbr. 11.3 Konstruksi pompa sentrifugal.

akan mengalir dari bagian tengah ke bagian tepi impeler. Setelah itu air mengalir melalui difusor, yaitu bagian rumah pompa di mana secara berangsur energi kinetik diubah menjadi energi tekanan, sehingga tekanannya naik dan merupakan tinggi energi angkat (*head*) pompa.

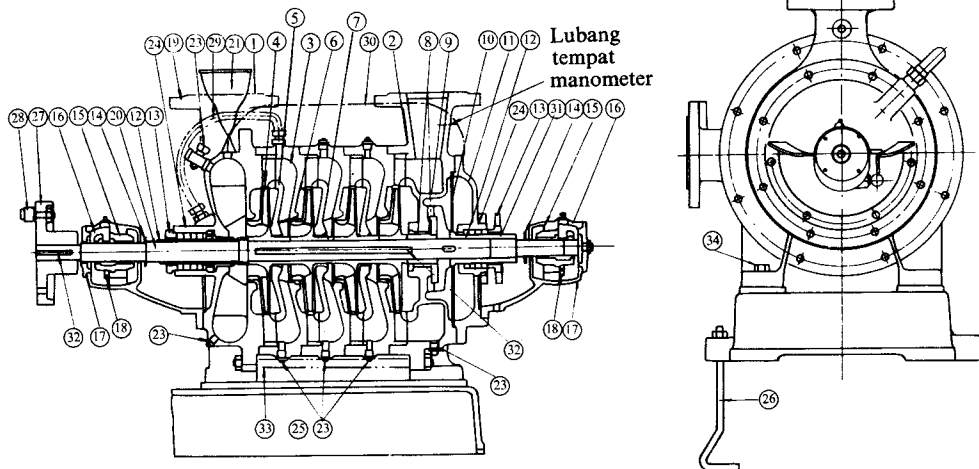
Tinggi energi angkat yang dihasilkan impeler adalah sebanding dengan pangkat dua kecepatan keliling impeler. Jadi, dengan naiknya kecepatan putar ataupun bertambah besarnya diameter impeler, tinggi angkat pompa akan naik sebanding dengan pangkat dua dari ke dua faktor tersebut.

Boleh jadi, impeler yang ada tidak cukup besar untuk memberikan tinggi angkat pompa yang dikehendaki. Dalam hal tersebut beberapa impeler dapat disusun berdampingan pada poros sehingga pompa dapat menghasilkan tinggi angkat yang diinginkan. Pompa tersebut terakhir dinamai pompa bertingkat ganda (*multistage pump*), seperti terlihat pada Gbr. 11.4.

Di samping itu, jika diperlukan pompa berkapasitas besar, dua impeler dapat disusun bertolak belakang dan air masuk ke dalam pompa dari dua arah. Pompa tersebut dinamai pompa isap ganda (*dual suction pump*). Material pompa yang biasa dipakai adalah perunggu atau besi tuang.

(2) Difusor

Difusor berupa saluran bersudu di mana air yang keluar dari impeler diarahkan dan kecepatannya diturunkan supaya tekanannya naik. Konstruksi difusor dapat dilihat pada Gbr. 11.1 dan terletak justru pada bagian keluar dari impeler. Pompa yang dilengkapi dengan difusor dinamai pompa turbin.



- | | |
|----------------------------------|-----------------------|
| 1. Flens saluran isap | 18. Gelang ekor |
| 2. Flens saluran keluar. | 19. Gelang penyekat |
| 3. Rumah tengah | 20. Poros |
| 4. Impeler | 21. Saluran pengisi |
| 5. Difusor | 22. Lubang pembuang |
| 6. Gelang pelapis | 23. Sumbat pembuangan |
| 7. Busing tengah | 24. Paking |
| 8. Busing balans | 25. Alas pompa |
| 9. Dudukan penahan balans | 26. Baut fondasi |
| 10. Piring balans | 27. Kopeling |
| 11. Tutup ruang balans | 28. Baut kopeling |
| 12. Silinder pelapis poros | 29. Penangkap udara |
| 13. Penekan paking; flens sorong | 30. Pipa balans |
| 14. Cincin pelindung bantalan | 31. Mur poros |
| 15. Bantalan | 32. Baji |
| 16. Rumah bantalan | 33. Baut pengunci |
| 17. Tutup bantalan | 34. Baut kelem |

Gbr. 11.4 Konstruksi pompa sentrifugal bertingkat ganda.

(3) Rumah spiral

Rumah spiral adalah bagian pompa yang menyalurkan air yang keluar dari impeler atau difusor yang menurunkan kecepatan air untuk menaikkan tekanannya. Setelah itu air mengalir masuk ke dalam pipa. Panampang rumah spiral bertambah besar pada bagian keluar; jadi, memang menyerupai bentuk spiral.

(4) Gelang pelapis (gelang keausan)

Di antara impeler (bagian yang berputar) dan rumah pompa (bagian yang stasioner) harus diberi celah untuk menghindari gesekan. Namun, untuk mengurangi kebocoran air melalui celah tersebut dan supaya tidak terjadi penurunan efisiensi pompa yang terlampau besar, maka harus digunakan gelang pelapis. Dengan demikian celah tersebut dapat dibuat sekecil-kecilnya.

Gelang pelapis dipasang antara impeler dan rumah pompa, sedemikian rupa sehingga air bertekanan tinggi yang meninggalkan impeler tidak akan masuk kembali ke dalam bagian isap (tekanan rendah) melalui gelang pelapis

(5) *Mekanisme penyekat poros*

Bagian pompa, di mana poros melalui rumah pompa, dapat terjadi pada dua sisi (untuk poros yang ditumpu pada dua bantalan ujung); atau pada satu sisi, untuk poros yang ditumpu pada satu bantalan ujung. Dalam hal tersebut, melalui sisi pada bagian isap udara atmosfer dapat masuk ke dalam rumah pompa; sebaliknya, melalui sisi pada bagian keluar air dapat bocor keluar dari pompa karena tekanannya lebih tinggi daripada tekanan atmosfer.

Maka dengan menggunakan mekanisme penyekat poros dapat dicegah terjadinya gangguan tersebut. Sekat yang paling populer adalah jenis paking sorong (*gland packing type*). Pada bagian keluar (tekanan tinggi), dapat dipasang paking di dalam rumah paking untuk mencegah kebocoran air keluar. Pada bagian isap (tekanan rendah), dapat digunakan busing sekat (*seal bushing*) atau sekat gelang (*seal ring* atau *lantern ring*); sekat tersebut dipasang sedemikian rupa sehingga air bertekanan sedikit lebih tinggi dapat dimasukkan dari bagian tekanan tinggi dari pompa, untuk mencegah terisapnya udara ke dalam pompa dan dapat berfungsi sebagai pelumas paking.

Selama beroperasi, flens sorong diusahakan mendorong paking secukupnya sehingga tetesan air masih dapat mengalir keluar; sebab jika didorong terlalu keras, paking atau poros akan mengalami keausan karena kepanasan (*overheat*).

Sekat mekanik digunakan pada pompa minyak pelumas dan pompa refrigeran di mana kebocoran harus diusahakan sekecil mungkin. Sekat mekanik boleh dikatakan bebas kecocoran, tahan lama, tidak perlu disetel dan kerugian gesekannya rendah.

(6) *Penggerak Pompa*

Cara yang digunakan untuk mentransmisikan momen putar dari mesin penggerak ke impeler dapat dibagi menjadi dua macam, yaitu transmisi-langsung dan transmisi-tak langsung (melalui tali transmisi).

Pada transmisi langsung digunakan kopeling, misalnya:

1) *Kopeling flexibel*: Kopeling ini banyak dipakai karena dapat dengan mudah disambungkan serta tidak menimbulkan sentakan jika karena sesuatu hal pemasangan (poros) mesin penggerak kurang tepat pada tempatnya.

2) *Kopeling kaku*: Tidak seperti pada kopeling flexibel, kopeling ini menetapkan poros pompa dan poros mesin penggerak pada posisinya dengan kaku. Dengan demikian poros tidak menggeser dalam arah axial dan banyak digunakan pada pasangan pompa-mesin penggerak sebagai satu unit.

11.1.2 Material untuk Pompa

Material pompa merupakan faktor penting dalam menentukan kemampuan kerja pompa dan harganya. Dalam hal tersebut, pemilihan material pompa harus ditetapkan berdasarkan jenis penggunaan, kualitas fluida kerja, serta tekanan dan temperatur kerjanya. Lihat Tabel 11.1.

11.1.3 Kapasitas Pompa dan Diameter Sambungan Pipa pada Pompa

Diameter sambungan pipa pada pompa (pipa isap dan pipa buang biasanya dibuat berdiameter sama besar) tergantung pada kapasitas pompa (Lihat Tabel 11.2.)

Diameter sambungan pipa pada pompa yang kurang besar bagi kualitas fluida kerja yang bersangkutan akan menyebabkan naiknya kerugian gesekan dalam pipa, tetapi juga turunnya efisiensi pompa. Sedangkan jika sambungan pipa pada pompa berdiameter terlampaui besar, maka hal tersebut dapat menyebabkan naiknya biaya instalasi.

Tabel 11.1 Material pompa.

Fluida kerja	Rumah	Impeler, difusor	Poros
Air bersih	Besi tuang, baja tuang.	Brons, besi tuang, brons spesial	Baja karbon, baja tahan karat.
Air panas atau air bertekanan tinggi	Baja tuang, besi tuang spesial, besi tuang	Brons, brons spesial, besi tuang spesial.	Baja karbon, baja tahan karat.
Larutan garam	Besi tuang, brons, brons spesial	Brons, brons spesial	Baja tahan karat

Tabel 11.2 Diameter pipa versus volume aliran air.

Ukuran orifis		Volume aliran air (m ³ /min)	Kecepatan (m/s)
		Sebagai standar	Untuk volume aliran air standar
25A	1B	0,05	1,70
32	1 1/4	0,08	1,39
40	1 1/2	0,13	1,73
50	2	0,20	1,70
70	2 1/2	0,3	1,30
80	3	0,5	1,66
100	4	0,85	1,81
130	5	1,4	1,76
160	6	2,1	1,74
180	7	3,3	2,16
200	8	4,0	2,12
260	10	6,0	1,89
300	12	9,0	2,12

11.1.4 Tinggi Energi Angkat (Head)

Untuk instalasi pompa seperti terlihat pada Gbr. 11.5, besarnya tinggi angkat ditetapkan sebagai berikut:

(1) *Tinggi energi angkat total*

Tinggi energi angkat total = tinggi angkat sebenarnya + tahanan aliran dalam sistem pipa (termasuk energi kinetik per satuan massa fluida keluar dari pipa buang), dinyatakan dalam meter.

Dengan menggunakan sumbu pompa sebagai referensi,

$$\left(\begin{array}{c} \text{Tinggi energi} \\ \text{total dari air} \\ \text{masuk pompa} \end{array} \right) = - \left(\begin{array}{c} \text{Penunjukan} \\ \text{alat ukur} \\ \text{vakum} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Tinggi energi} \\ \text{kinetik air} \\ \text{masuk pompa} \end{array} \right)$$

$$= \left\{ - \left(\text{Tinggi isap sebenarnya} \right) - \left(\text{Tinggi kerugian energi gesekan dalam pipa isap} \right) - \left(\text{Tinggi energi kinetik air masuk pompa} \right) \right\} + \left(\text{Tinggi energi kinetik air masuk pompa} \right) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \left(\text{Tinggi energi total dari air keluar pompa} \right) &= \left(\text{Penunjukan alat ukur tekanan} \right) + \left(\text{Tinggi energi kinetik air keluar pompa} \right) \\ &= \left\{ \left(\text{Tinggi keluar sebenarnya} \right) + \left(\text{Tinggi kerugian energi gesekan dalam pipa keluar} \right) \right\} + \left(\text{Tinggi energi kinetik air keluar pompa} \right) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \left(\text{Tinggi energi angkat total dari pompa} \right) &= \left(\text{Tinggi energi yang diperoleh dari pompa} \right) \\ &= (2) - (1) \\ &= \left\{ \left(\text{Tinggi keluar sebenarnya} \right) + \left(\text{Tinggi isap sebenarnya} \right) \right\} + \\ &\quad + \left\{ \left(\text{Tinggi kerugian energi gesekan dalam pipa keluar} \right) + \left(\text{Tinggi kerugian energi gesekan dalam pipa isap} \right) \right. \\ &\quad \left. + \left(\text{Tinggi energi kinetik} \right) \right\} \\ &= \left(\text{Tinggi angkat sebenarnya} \right) + \left(\text{Tinggi total kerugian energi gesekan, termasuk tinggi energi kinetik air keluar dari pipa keluar} \right) \end{aligned}$$

(2) Tinggi energi yang diperlukan pompa

$$H = h_a + h_p + h_v + h_f + h_t$$

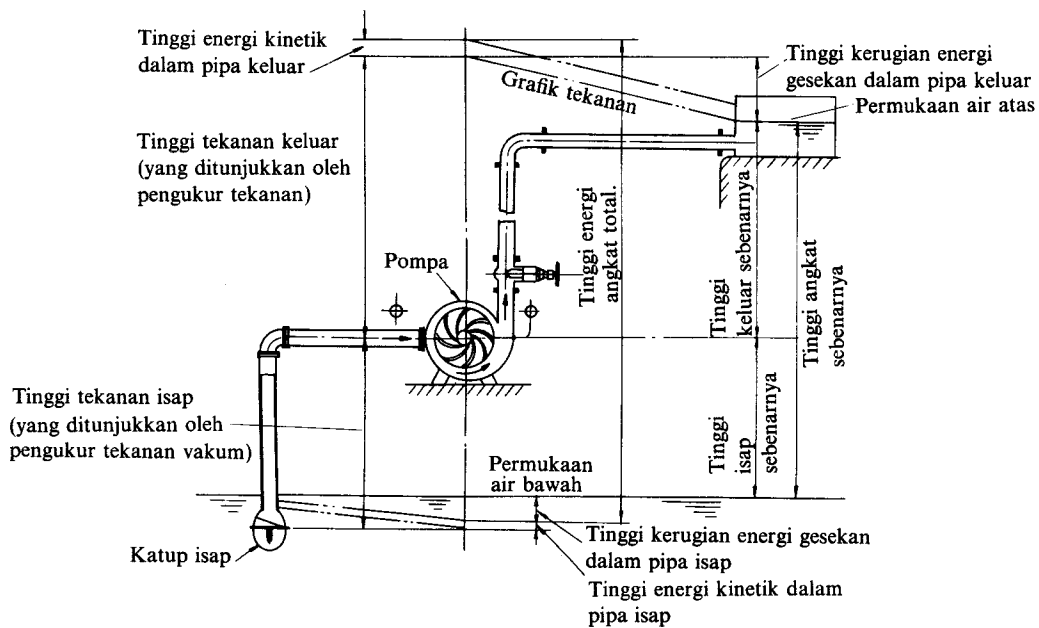
di mana,

H = tinggi energi yang diperlukan pompa, mH_2O ;

h_a = tinggi angkat sebenarnya (jarak vertikal antara permukaan air bawah dan permukaan air atas), mH_2O ;

h_p = tinggi perbedaan tekanan (pada permukaan air bawah dan air atas biasanya diabaikan karena keduanya dikenai tekanan atmosfer)

h_v = tinggi perbedaan energi kinetik (dapat diabaikan jika kecepatan air dalam



Gbr. 11.5 Sistem pemompaan dengan menggunakan pompa sentrifugal.

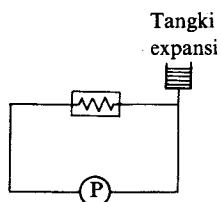
pipa isap 2 m/s atau lebih rendah; 0,5–0,8 mH₂O, jika kecepatan isap 2 m/s–4 m/s);

h_f = Tinggi kerugian energi gesekan, mH₂O;

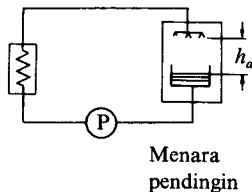
h_t = tinggi kerugian energi gesekan lokal, mH₂O

Kerugian tekanan dalam katup dan belokan biasanya dinyatakan dengan panjang pipa ekuivalen.

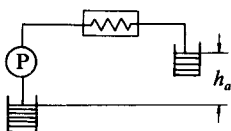
Kerugian tekanan dalam kondensor dan menara pendingin hendaknya dimasukkan dalam h_t .



Dengan saluran sirkulasi sempurna, $h_a = 0$



h_a = Jarak vertikal antara ujung pipa keluar dan permukaan air (seperti dalam menara pendingin)



h_a = Perbedaan antara dua permukaan air (seperti dalam proses pemompaan air sumur)

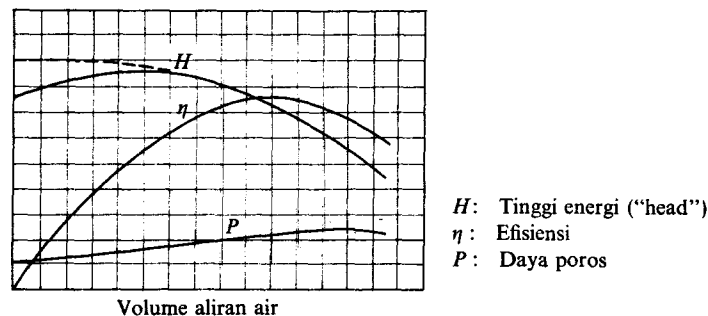
Gbr. 11.6 Tinggi angkat dari pompa.

11.1.5 Prestasi Pompa

(1) Grafik karakteristik pompa

Pada putaran pompa tertentu, tinggi angkat total akan berubah jika tahanan pada pipa keluar diubah misalnya dengan cara membuka atau menutup katup. Laju aliran fluida, daya poros dan efisiensi pompa akan berubah sesuai dengan perubahan putaran pompa.

Dari hal tersebut di atas ternyata bahwa putaran poros pompa, laju aliran fluida, tinggi angkat total, daya poros dan efisiensi merupakan parameter yang saling bergantung. Hubungan antara parameter tersebut dapat dinyatakan dalam bentuk grafik dan merupakan karakteristik pompa. Gbr. 11.7 menunjukkan contoh grafik karakteristik pompa



Gbr. 11.7 Karakteristik pompa sentrifugal.

Grafik karakteristik tersebut biasanya dinyatakan dengan laju aliran sebagai absisa. dan tinggi angkat total, daya poros dan efisiensi sebagai ordinat. Jadi, ada grafik tinggi angkat total, grafik daya poros, dan grafik efisiensi. Dengan perubahan tinggi angkat. maka laju aliran, daya poros dan efisiensi akan berubah. Biasanya grafik efisiensi pompa merupakan garis cembung dan mencapai maximum pada suatu laju aliran tertentu. Harga tersebut dinamai titik efisiensi maximum. Bagian dari grafik di sekitar titik tersebut boleh dikatakan datar dan menunjukkan daerah operasi yang seharusnya banyak digunakan.

(2) Daya pompa yang diperlukan

Daya teoretik yang diperlukan untuk memompa air dengan laju aliran tertentu untuk mencapai suatu ketinggian tertentu, dinamai daya air dan dinyatakan sebagai

$$(\text{Daya air, kW}) = 0,163 \times (\text{gravitasi spesifik air}) \times (\text{laju aliran, m}^3/\text{menit}) \\ + (\text{tinggi angkat total, m})$$

Daya penggerak pompa haruslah lebih besar daripada daya air. Daya tersebut pertama dinamai daya poros,

$$(\text{Daya poros, kW}) = \frac{(\text{Daya air, kW})}{\text{Efisiensi pompa}}$$

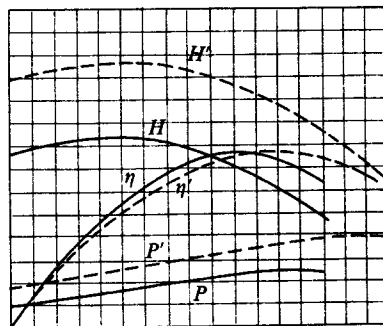
Efisiensi pompa, dalam persamaan tersebut di atas, tergantung dari jenis pompa dan ukuran, laju aliran dan kecepatan putar poros pompa.

Dalam menentukan daya nominal dari mesin penggerak pompa, hendaknya diingat bahwa dalam keadaan bekerja, pompa sering menghasilkan tinggi angkat lebih rendah

daripada harga yang dirancang, sehingga akan menghasilkan laju aliran yang lebih besar ataupun menyebabkan pembebanan lebih pada motor listrik penggerakannya. Oleh karena itu daya motor listrik harus ditetapkan berdasarkan perhitungan laju aliran 20% sampai 30% lebih tinggi.

(3) *Kecepatan putar poros versus laju aliran, tinggi angkat total, dan daya poros pompa (Hukum proportional)*

Dengan beberapa harga putaran poros pompa (dalam daerah $\pm 20\%$), tinggi angkat dan laju aliran air, daya poros dan efisiensi dapat dinyatakan sebagai fungsi dari putaran poros, seperti terlihat pada Gbr. 11.8



Volume aliran air

H : Tinggi energi ("head")

η : Efisiensi

P : Daya poros

Gbr. 11.8 Karakteristik pompa pada beberapa kecepatan putar poros.

Kecepatan putar poros	Laju aliran air	Tinggi angkat	Daya poros	Efisiensi
n	Q	H	N	η
n'	Q'	H'	N'	η'

Hukum¹Proporsional;

$$Q' = \frac{n}{n'} Q$$

$$H' = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 H$$

$$N' = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 N$$

$$\eta' \simeq \eta$$

Contoh:

Sebuah pompa bekerja pada 1500 rpm, dengan laju aliran Q , tinggi angkat H , dan daya poros N . Maka pada putaran 1800 rpm, akan menghasilkan laju aliran Q' , tinggi angkat H' , dan daya poros yang diperlukan adalah N' , di mana

$$Q' = \left(\frac{1800}{1500} \right) Q = 1,2 Q$$

$$H' = \left(\frac{1800}{1500} \right)^2 H = 1,44 H$$

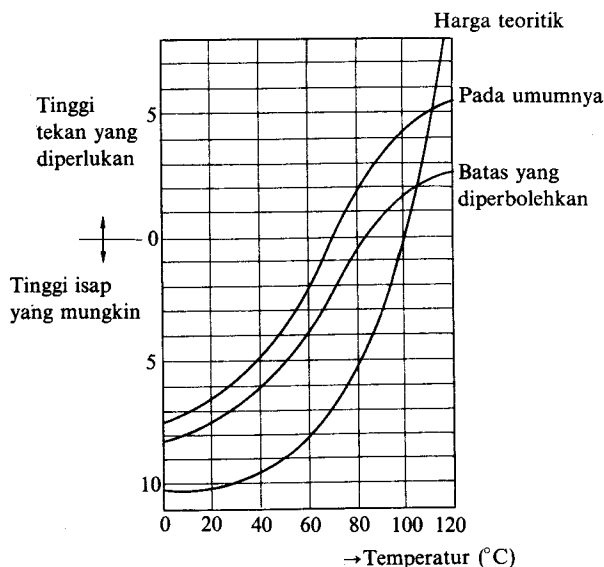
$$N' = \left(\frac{1800}{1500} \right)^3 N = 1,73 N$$

11.1.6 Tinggi Isap Pompa

Untuk air pada temperatur dan pada ketinggian muka air laut, tinggi isap teoretik dari pompa adalah setinggi kolom air ekivalen dengan tekanan satu atmosfer (kira-kira 10 m H₂O).

Dalam kenyataannya, tinggi isap pompa biasanya sekitar 6 (enam) meter, yaitu memperhitungkan kerugian tekanan melalui pipa isap, kerugian pada seksi masuk impeler dan adanya penguapan.

Tinggi isap berbanding terbalik dengan gravitasi spesifik fluida kerja. Untuk cairan yang mudah menguap diambil harga perkiraan yang jauh lebih kecil. Bahkan pada airpun, jumlah air yang menguap akan bertambah besar dengan naiknya temperatur. Oleh karena itu, hendaknya diambil harga perkiraan yang lebih kecil, seperti terlihat pada Gbr. 11.9.



Gbr. 11.9 Tinggi isap dari pompa.

11.1.7 Kavitasi

Apabila digunakan tinggi isap yang tinggi atau apabila kecepatan keliling pada seksi masuk impeler terlalu besar, maka mungkin terjadi kondisi vakum lokal yang cukup besar pada seksi masuk impeler. Hal tersebut dapat mengakibatkan terjadinya pelepasan udara yang ada dalam air atau terjadi penguapan air, sehingga akan timbul gelembung.

Fenomena ini dinamai Kavitasi. Kavitasi sering terjadi di daerah di mana tekanan atmosfer berkurang, seperti di daerah pegunungan, di mana air mendidih pada temperatur yang lebih rendah daripada di daerah dataran rendah. Gelembung yang terjadi itu akan mengalir bersama-sama dengan aliran air. Apabila pada suatu saat gelembung tersebut sampai di tempat bertekanan tinggi, maka gelembung akan pecah dan hilang. Apabila terjadinya gelembung dan pecahnya gelembung berlangsung secara terus menerus, pompa akan berbunyi gemerisik dan dalam beberapa hal dapat menimbulkan getaran. Namun, lebih buruk dari hal tersebut di atas adalah bahwa kavitasi dapat menyebabkan erosi dan kerusakan pada impeler. Dalam kondisi yang paling jelek, akhirnya pompa tidak dapat bekerja lagi.

Untuk mencegah gangguan tersebut, sebaiknya digunakan tinggi isap yang serendah-rendahnya; ukuran pipa isap ditetapkan sedemikian rupa sehingga kerugian gesek yang terjadi dapat dibuat sekecil-kecilnya; tekanan isap lebih tinggi daripada tekanan uap pada temperatur air yang dipompa.

11.2 Kipas Udara dan Blower

Blower dapat dimanfaatkan untuk berbagai keperluan dan dibagi menjadi beberapa golongan sebagai berikut:

(1) *Penggolongan menurut tekanan udara*

- | | |
|---------------------|--|
| Kipas udara listrik | : Memasukkan udara atmosfer; boleh dikatakan tak ada kenaikan tekanan (0 mm H ₂ O) |
| Kipas udara | : Memasukkan udara atmosfer; kenaikan tekanan udara biasanya di bawah 1000 mm H ₂ O |
| Blower | : Memasukkan udara atmosfer; kenaikan tekanan 1000 mm H ₂ O atau lebih besar. |

Pada kebanyakan kipas udara untuk mesin refrigerasi dan penyegar udara, kenaikan tekanan yang terjadi tidak lebih dari 300 mm H₂O.

(2) *Penggolongan menurut bentuk impeler seperti terlihat pada Tabel 11.3.*

11.2.1 Ciri-ciri Kipas Udara dan Blower

(1) *Kipas udara Sirrocco*

Jenis kipas udara ini paling banyak digunakan dalam penyegar udara, misalnya pada penyegar udara jenis paket, unit pengolah udara dan unit koil-kipas udara. Kipas udara Sirrocco tersedia dalam jenis isap-buang untuk keperluan ventilasi mekanikal.

Ada beberapa bentuk konstruksi kipas udara dan blower yang banyak dipakai. Gbr. 11.10 menggambarkan konstruksi kipas udara Sirrocco jenis pengisapan tunggal (*single suction*). Nama dan rancangan dari bagian-bagian yang penting adalah sama dengan yang terdapat pada kipas udara sentrifugal, kecuali konstruksi impeler.

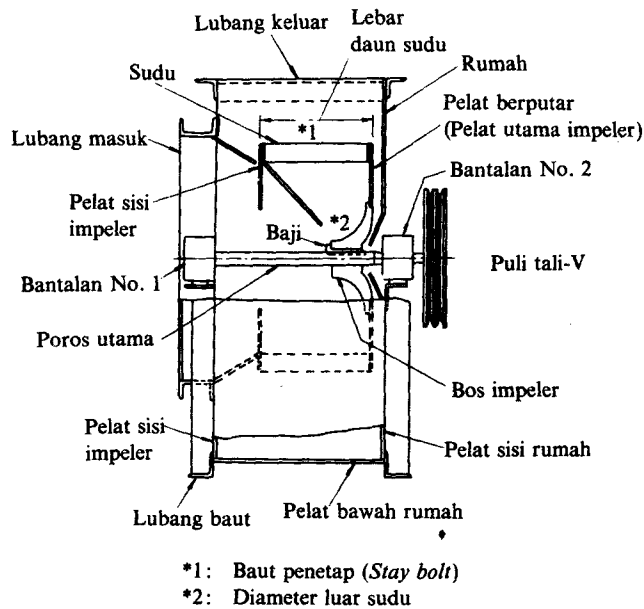
Impeler dari kipas udara Sirrocco dibuat dari banyak daun sudu yang sempit dan melengkung ke depan searah dengan putaran impeler (Lihat Gbr. 11.11). Daun sudu tersebut dikelingkan atau dilas pada pelat sisi yang ditetapkan pada poros.

Rumah dibuat dari pelat baja yang membentuk spiral; biasanya lebih kecil dari pada kipas udara turbo dan kipas udara beban terbatas. Bagian rumah di mana udara keluar dari kipas udara dibuat besar supaya dapat mengalirkan volume aliran udara yang besar dengan kecepatan tinggi.

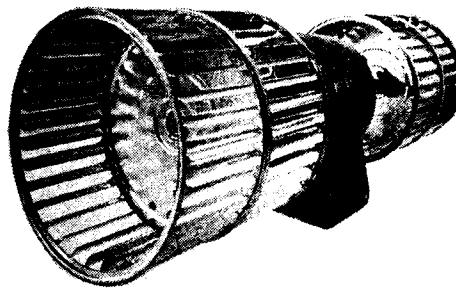
Tabel 11.3 Beberapa jenis kipas udara dan karakteristiknya.

Jenis	Kipas udara sentrifugal						Kipas udara aliran axial	
	Kipas udara beban-terbatas	Kipas udara turbo	Kipas udara bersudu airfoil	Kipas udara aliran mediantang	Kipas udara propeler	Kipas udara aliran axial dengan dan tanpa sudu pengarah		
Bentuk sudu								
Karakteristik								
	Ukuran	2	3	5	2	Min. 1	Min. 1	
	Efisiensi	5	4	2	Min. 6	Min. 6 (untuk sudu tetap)	3	
	Buaya	3	4	2	Min. 1	3	3	
	Volume udara (m ³ /min)	10-2000	20-3200	60-900	3-20	10-50 (untuk sudu tetap)	15-1000	
Pengaruh	Tekanan statis (mmH ₂ O)	19-125	10-150	125-250	0-8	0-6	0-55	
	Efisiensi (%)	45-60	50-65	75-85	40-50	40-50	50-60 (tanpa sudu pengarah) 50-75 (dengan sudu pengarah)	
Tingkat kebisingan (desibel)		40	45	40	30	50	50	
Ciri-ciri	Perubahan volume aliran udara dan daya, relatif besar.	Perubahan volume aliran udara dan perubahan daya, relatif besar.	Sama dengan kipas udara turbo.	Penurunan efisiensi kecil; demikian juga dengan diameter impeler yang kecil.	Kenaikan tekanan tinggi. Perubahan tekanan sangat curam di daerah volume aliran yang rendah.	Perubahan volume aliran udara dan perubahan daya, rendah. Tekanan dinamik-nya tinggi.	Perubahan volume aliran udara dan perubahan daya, rendah. Tekanan dinamik-nya tinggi.	
Aplikasi	Penyegaran udara dengan kecepatan udara rendah. Bermacam-macam penyegar udara.	Penyegaran udara dengan kecepatan udara rendah (ukuran sedang atau lebih besar).	Sama dengan kipas udara turbo.	Unit koi kipas udara. Tirai udara	Unit pendingin Unit pemas-nas Kipas ventilasi, kipas pendingin (Yang berukuran besar, berdaun sudu dengan pitch variabel).	Tarikan lokal Menara pendingin Pemasukan udara atau pengeluaran udara. Ruang pendinginan cepat.	Tarikan lokal Menara pendingin Pemasukan udara atau pengeluaran udara. Ruang pendinginan cepat.	

Caution (1) Tabel ini dibuat untuk jenis pengisapan tunggal sebagai standar. (2) Harga yang ditabelkan di sini adalah harga standar.



Gbr. 11.10 Konstruksi kipas udara berdaun sudu banyak (*Sirocco fan*). Jenis pengisapan tunggal; ditumpu pada dua sisi.



Gbr. 11.11 Sudu dari kipas udara berdaun sudu banyak (*Sirocco fan*).

(2) Kipas udara beban terbatas (*Limit load fan*)

(a) *Penggunaan*: Kipas udara ini berukuran antara kipas udara Sirocco dan kipas udara turbo. Kipas udara Sirocco banyak digunakan pada mesin penyegar udara dari semua ukuran, di mana tekanan statiknya tidak begitu tinggi. Selain itu, juga digunakan pada penyegar udara jenis paket maupun unit pengolah udara (*air handling unit*).

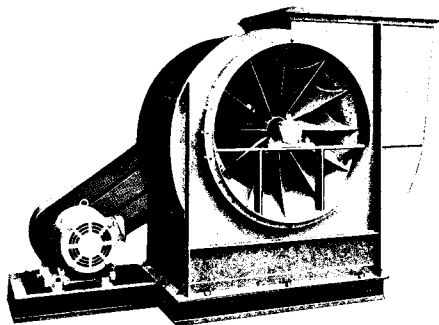
(b) *Konstruksi*: Bentuk sudu dari kipas udara beban terbatas berlawanan dengan bentuk sudu kipas udara Sirocco; yaitu, membentuk huruf S dan melengkung ke belakang pada bagian ujungnya, seperti pada kipas udara turbo.

Sudu dibuat dari pelat baja, yang bertambah pendek pada bagian yang menjauhi pelat sisi yang berputar, sehingga membentuk kerucut.

Bentuk rumah serupa dengan bentuk rumah kipas Sirocco, tetapi berukuran relatif lebih besar untuk volume aliran udara yang sama. Pada bagian masuk dipasang 10 sampai 12 buah sudu pengarah sehingga udara masuk akan berputar mengikuti putaran impeler.

Konstruksi seperti ini akan memberikan efisiensi maximum pada daya poros yang maximum.

Gbr. 11.12 menunjukkan lubang masuk dari kipas udara beban terbatas yang dilengkapi dengan sudu pengarah.



Gbr. 11.12 Kipas udara beban terbatas.

(3) Kipas udara pelat (plate fan atau radial fan)

Kipas udara ini bekerja dengan sudu pelat datar yang disusun dalam arah radial. Konstruksi sudunya sederhana, kuat dan tahan terhadap udara kotor.

(4) Kipas udara turbo (turbo fan)

Untuk penyegar udara yang memerlukan kecepatan udara yang tinggi, diperlukan kipas udara yang dapat memberikan tekanan statik yang tinggi dengan tingkat kebisingan yang rendah. Terutama bagi sistem unit induksi yang harus memberikan udara primer, kipas udara turbo sangat diperlukan supaya dapat diperoleh tekanan statik yang tinggi.

Kipas udara tersebut termasuk dalam jenis impeler sentrifugal dengan daun sudu melengkung ke belakang. Sudu terbuat dari pelat baja yang dilengkungkan, dilas atau dikelingkan pada pelat sisi yang dipasang dengan kokoh pada poros. Rumah kipas berukuran lebih besar daripada rumah kipas Sirrocco dan kipas beban terbatas.

(5) Kipas udara airfoil

Kipas udara ini adalah sejenis kipas turbo dan digunakan untuk memberikan tekanan statik yang tinggi pada volume aliran udara yang besar; selain dapat memberikan volume aliran udara yang besar, efisiensinya tinggi dan tingkat kebisingannya rendah.

Sudu berpenampang airfoil dibuat dari baja tuang atau aluminium tuang, berjumlah antara 8 sampai 16 buah (Lihat Gbr. 11.13).

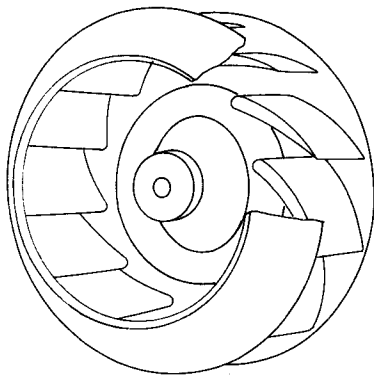
Rumah kipas mirip rumah kipas turbo, dengan lubang masuk berbentuk lonceng sehingga memberikan efek aerodinamik, yaitu mengurangi tahanan aliran masuk.

(6) Kipas udara aliran melintang

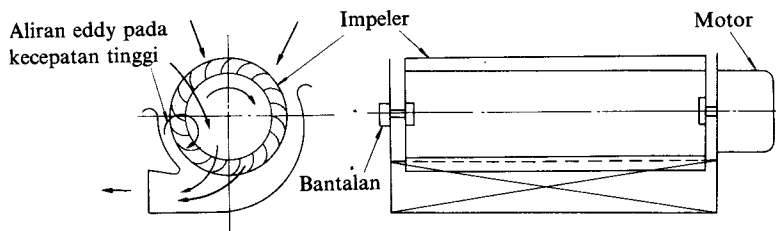
Impeler dan kipas udara ini lebih panjang daripada impeler kipas Sirrocco, dengan daun sudu melengkung ke depan.

Pada kedua sisi impeler terdapat pelat sisi yang terpasang pada poros. Poros ditumpu oleh bantalan yang ada pada kedua sisinya, di mana pada salah satu sisi terdapat motor listrik.

Aliran udara, seperti terlihat pada Gbr. 11.14, terjadi pada kebanyakan impeler yang panjang. Kipas udara ini sangat cocok untuk digunakan pada saluran berpenampang segitiga panjang yang sempit, dengan tekanan statik yang rendah, misalnya untuk keperluan tirai udara (*air curtain*) dan unit koil-kipas udara.



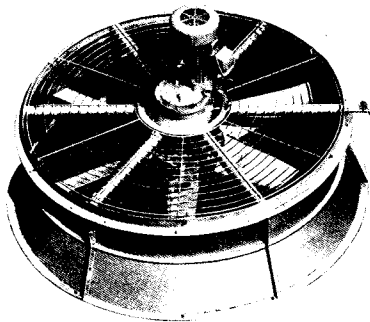
Gbr. 11.13 Impeler kipas udara dengan sudu airfoil.



Gbr. 11.14 Kipas udara aliran lurus (Kipas udara aliran melintang).

(7) *Kipas udara propeler (Propeller fan)*

Kipas udara ini, seperti terlihat pada Gbr. 11.15, merupakan kipas udara axial dengan konstruksi yang paling sederhana. Ukuran daun sudunya bermacam-macam; jumlah sudu berjumlah antara 2 sampai 8 buah. Pada kipas udara propeler biasanya dipasang gelang stasioner yang melingkari propeler untuk memperoleh efisiensi yang lebih tinggi.

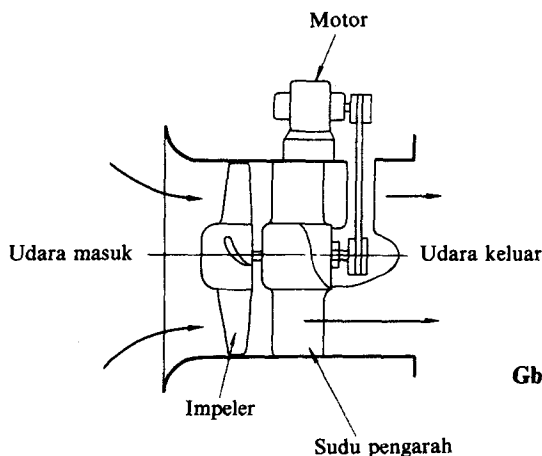


Gbr. 11.15 Kipas udara propeler berdaun sudu banyak.

(8) *Kipas udara axial (Axial fan)*

Aliran udara pada kipas ini terjadi dalam arah axial. Sudu impeler terbuat dari pelat baja atau aluminium tuang; jumlahnya berkisar dari 4 sampai 12 buah. Impeler terbungkus dalam rumah berbentuk silinder. Kipas udara axial dapat dibuat dengan atau tanpa sudu pengarah.

Motor penggeraknya dapat terpasang langsung pada poros impeler atau dengan perantara tali kipas, seperti terlihat pada Gbr. 11.16.



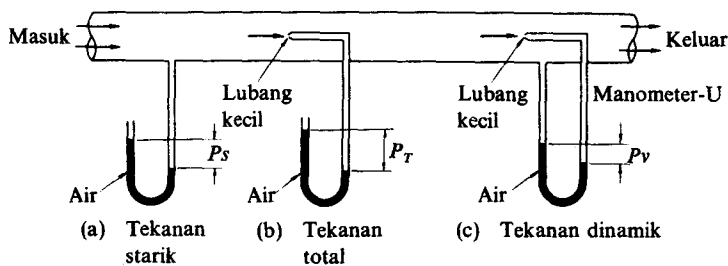
Gbr. 11.16 Kipas udara aliran axial.

11.2.2 Karakteristik Kipas Udara

(1) Tekanan

Kipas udara menghasilkan tekanan statik untuk mengatasi tahanan aliran melalui saluran maupun tekanan dinamik untuk memberikan kecepatan pada udara.

Untuk mengukur tekanan statik, buatlah lubang kecil pada dinding saluran, seperti terlihat pada Gbr. 11.7 (a). Masukkanlah pipa melalui lubang tersebut, tegak lurus pada arah aliran udara, dan hubungkan dengan manometer-U. Tinggi kolom air yang ditunjukkan pada manometer-U menyatakan selisih antara tekanan statik udara dalam saluran dan tekanan udara atmosfir. Hal tersebut menunjukkan kelebihan tekanan udara dalam saluran (karena adanya kipas) dari tekanan atmosfir.



Gbr. 11.17 Tekanan udara dan pengukurannya.

Selanjutnya, seperti terlihat pada Gbr. 11.7 (b), masukkan pipa-L berdiameter kecil pada ujungnya yang menghadap pada arah aliran, dan hubungkan dengan manometer-U. Maka selisih tinggi kolom air antara kedua pipa manometer-U, menyatakan tekanan statik dan tekanan dinamik (tekanan akibat kecepatan udara). Tekanan statik ditambah tekanan dinamik dinamai tekanan total.

Pada Gbr. 11.17 (c) ditunjukkan pipa-L dihubungkan dengan salah satu ujung pipa manometer-U, dan ujung pipa manometer-U yang lain dihubungkan dengan pipa yang dipasang tegak lurus pada dinding saluran. Selisih tinggi kolom air pada manometer-U menyatakan tekanan dinamik, yaitu selisih antara tekanan total (pada pipa-L) dan tekanan statik (pada saluran).

Jadi,

$$\text{Tekanan total (mm H}_2\text{O)} = \text{Tekanan statik (mm H}_2\text{O)} + \text{Tekanan dinamik (mm H}_2\text{O)}$$

di mana,

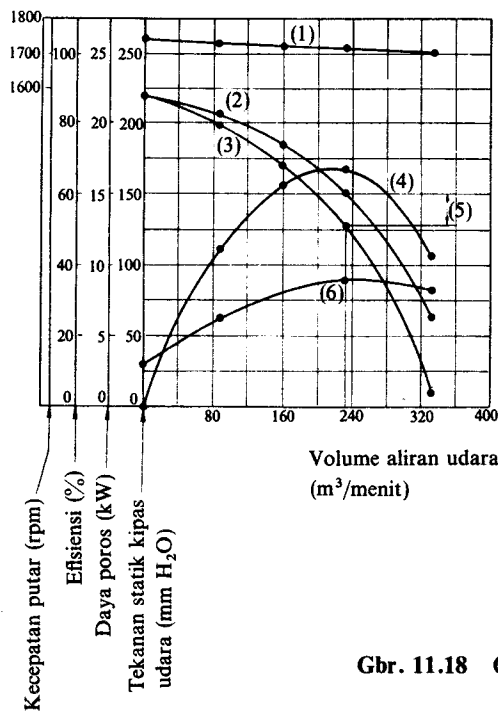
$$\text{Tekanan dinamik (mm H}_2\text{O)}$$

$$= \frac{(\text{Kecepatan udara, m/s})^2 \times (\text{Gravitasi spesifik udara, kg/m}^3)}{[2 \times \text{akselerasi gravitasi } (\approx 9,8 \text{ m/s}^2)]}$$

$$= \frac{(\text{Kecepatan udara, m/s})^2}{4,03}$$

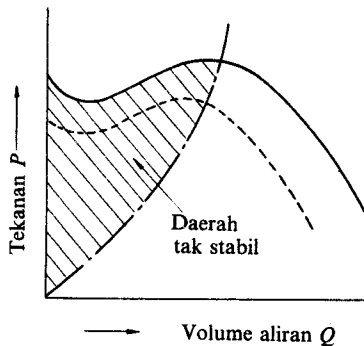
sehingga,

$$(\text{Kecepatan udara, m/s}) = 4,03 \sqrt{(\text{Tekanan dinamik, mm H}_2\text{O})}$$

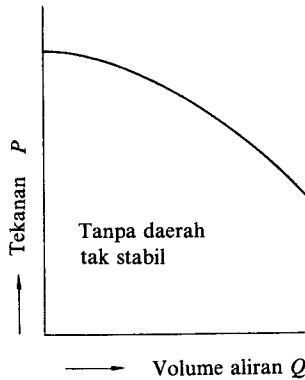


- (1) rpm
- (2) Tekanan total dari kipas udara
- (3) Tekanan statik dari kipas udara
- (4) Efisiensi (tekanan total) dari kipas udara
- (5) Tekanan dinamik
- (6) Daya poros

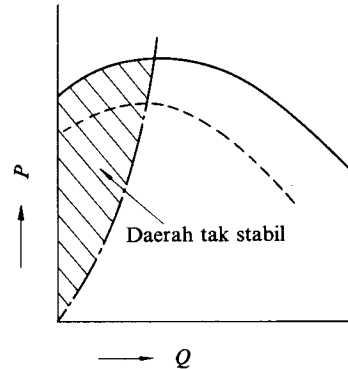
Gbr. 11.18 Grafik karakteristik.



Gbr. 11.19 Grafik karakteristik dari kipas udara berdaun sudu banyak (perhatikan adanya daerah tak stabil).



Gbr. 11.20 Grafik karakteristik untuk kipas udara jenis beban terbatas (tanpa daerah tak stabil).



Gbr. 11.21 Grafik karakteristik untuk kipas udara turbo (dengan daerah tak stabil).

(2) Daya yang diperlukan kipas udara

Pada tekanan udara 1 mmH₂O (1 kg/m²), apabila diperlukan volume aliran udara sebanyak 1 m³/menit, maka daya yang diperlukan untuk menghasilkan kondisi udara tersebut adalah 1 kg m/menit.

Apabila efisiensi kipas udara adalah 100%, maka diperlukan daya sebesar 1 kW untuk mengalirkan volume aliran udara sebesar 6120 m³/menit dengan tekanan total 1 mmH₂O.

Jadi, daya teoretik (daya udara) yang diperlukan untuk mengalirkan udara sebanyak Q m³/menit, dengan tekanan total P_t mmH₂O adalah

$$(\text{Daya udara, kW}) = \frac{(Q \text{ m}^3/\text{menit} \times P_t \text{ mmH}_2\text{O})}{6120} \quad (1)$$

Apabila efisiensi kipas udara adalah η , maka

$$(\text{Daya motor penggerak, kW}) = \frac{(Q \text{ m}^3/\text{menit} \times P_t \text{ mmH}_2\text{O})}{6120 \eta} \quad (2)$$

Efisiensi kipas udara tergantung pada jenis dan ukuran dari kipas udara. Tabel 3.24 menunjukkan beberapa harga efisiensi sebagai pedoman perhitungan.

11.2.3 Hukum Kipas Udara

Karakteristik kipas udara tergantung pada putaran kipas udara. Dalam daerah $\pm 20\%$, karakteristik kipas udara dapat diperkirakan sesuai hukum proporsional, yaitu "hukum kipas udara".

Berikut ini adalah beberapa hal penting (Lihat Gbr. 11.22):

- 1) Volume aliran udara sebanding dengan putaran kipas udara

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

- 2) Tekanan udara (total, statik, dan dinamik) sebanding dengan kuadrat putaran kipas udara

Tabel 11.4 Tekanan dinamik (tekanan kecepatan) dan kecepatan udara.

Kecepatan udara (m/s)	Tekanan dinamik udara (mm H ₂ O)
1,0	0,062
2,0	0,255
3,0	0,542
4,0	0,980
5,0	1,533
6,0	2,205
7,0	3,002
8,0	3,920
9,0	4,962
10,0	6,126
11,0	7,412
12,0	8,821
13,0	10,352
14,0	12,006
15,0	13,783
16,0	15,682
17,0	17,703
18,0	19,847
19,0	22,114
20,0	24,503

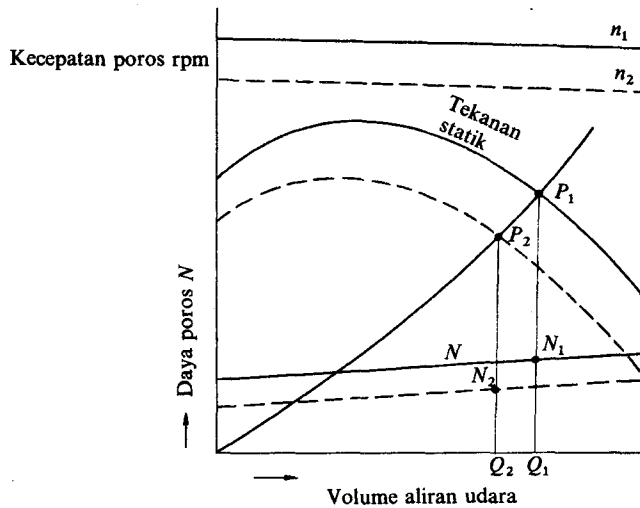
(Gravitasi spesifik dari udara 1,20 kg/m³)

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

- 3) Daya poros sebanding dengan pangkat tiga putaran kipas udara

$$N_2 = N_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$$

- 4) Apabila putaran kipas udara dan volume aliran udara adalah konstan, maka tekanan dan daya adalah sebanding dengan massa jenis udara.



Gbr. 11.22 Karakteristik kipas udara pada beberapa kecepatan putar poros (impeler).

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$

$$N_2 = N_1 \times \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)$$

di mana,

- P_1 = tekanan udara sebelum terjadi perubahan, mmH₂O
- Q_1 = volume aliran udara sebelum terjadi perubahan, m³/menit
- n_1 = putaran poros sebelum terjadi perubahan, rpm
- N_1 = daya poros sebelum ada perubahan, kW
- ρ_1 = massa jenis udara sebelum ada perubahan, kg/m³
- P_2 = tekanan udara setelah terjadi perubahan, mmH₂O
- Q_2 = volume aliran udara setelah terjadi perubahan, m³/menit
- n_2 = putaran poros setelah terjadi perubahan, rpm
- N_2 = daya poros setelah terjadi perubahan, kW
- ρ_2 = massa jenis udara setelah terjadi perubahan, kg/m³

Contoh:

Sebuah kipas udara bekerja menghasilkan volume aliran udara sebanyak 420 m³/menit. Oleh karena sesuatu hal kipas udara harus diusahakan agar menghasilkan 500 m³/menit. Tentukan kenaikan putaran dan daya yang diperlukan untuk memperoleh kondisi tersebut terakhir.

Jawab:

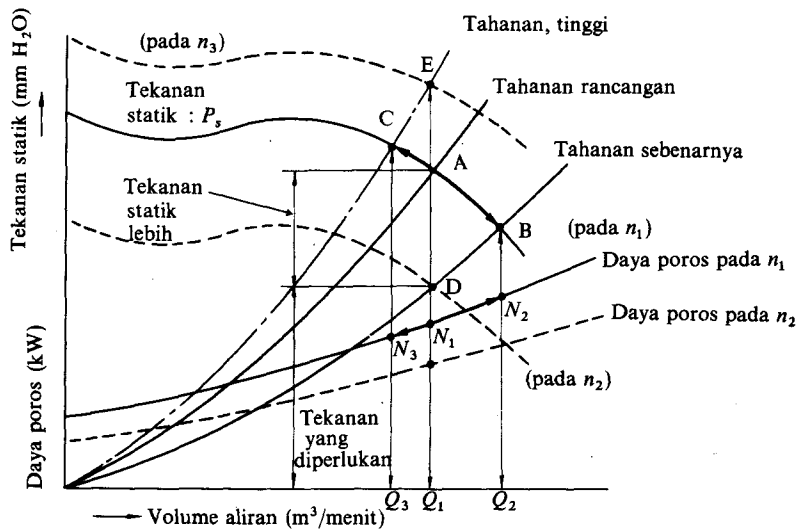
$$Q_2 = Q_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right), \text{ maka } \frac{n_2}{n_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{500}{420} = 1,19$$

$$N_2 = N_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \text{ maka } \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 = \left(\frac{500}{400}\right)^3 = 1,68$$

Jadi, putaran poros harus dinaikkan 19% dan daya poros harus dinaikkan 68%.

11.2.4 Karakteristik Kipas Udara dan Tahanan Saluran

Karakteristik kipas udara dan tahanan saluran udara dapat dinyatakan dengan mengkombinasikan grafik karakteristik kipas dan grafik karakteristik tahanan saluran (Lihat Gbr. 11.23).



Gbr. 11.23 Karakteristik kipas udara dan tahanan dalam saluran.

Untuk menjamin volume aliran udara sebanyak Q_1 m³/menit melalui saluran, ditetapkan sebuah kipas udara yang akan bekerja pada kecepatan putar tertentu. Dalam hal tersebut biasanya sudah diberikan kelebihan tekanan untuk mengatasi tahanan aliran dalam saluran; jadi, tahanan aliran yang sebenarnya adalah lebih rendah. Jika terjadi perubahan dalam sistem saluran, misalnya pada waktu posisi pintu (katup) saluran diubah, maka titik keseimbangan sistem saluran/kipas udara akan berpindah dari titik A (P_{s1}) ke titik B (P_{s2}), sehingga volume aliran udara (m³/menit) berubah dari titik rancangan Q_1 ke Q_2 .

Begitu pula daya poros (kW) berubah dari N_1 ke N_2 . Jika kenaikan volume aliran yang terjadi itu tidak merupakan hal yang kritis, namun, kenaikan daya sebagai akibat perubahan kondisi kerja tersebut dapat mengakibatkan motor menjadi panas. Untuk mengatasi hal tersebut hendaknya digunakan motor listrik dengan daya nominal satu tingkat lebih tinggi.

Dalam hal tersebut di atas, jika volume aliran Q_2 (m³/menit) yang diperlukan itu diperoleh dengan mengatur damper, maka kipas udara harus bekerja pada putaran lebih tinggi daripada yang normal. Akibatnya, daya poros bertambah besar, sehingga menaikkan pemakaian daya listrik dan menimbulkan bunyi yang lebih keras.

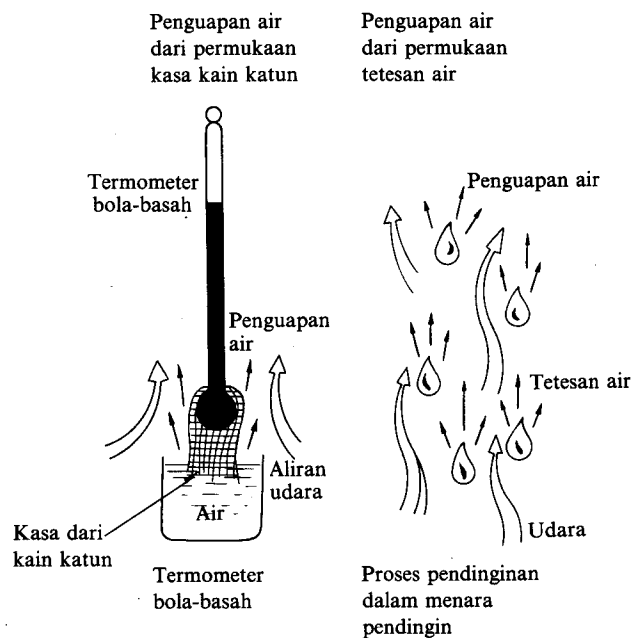
Dengan menurunkan putaran kipas udara dari n_1 ke n_2 dapat diperoleh operasi pada

titik D yang memberikan volume aliran Q_1 (m^3/menit), pada grafik tahanan yang sebenarnya; dalam hal tersebut daya poros yang diperlukan dapat dikurangi dan bunyinyapun lebih lemah.

Sebaliknya, apabila tahanan aliran jauh lebih besar daripada titik rancangannya, misalnya karena adanya kesalahan perancangan saluran atau penutupan damper terlalu rapat, maka keseimbangan sistem saluran/kipas udara akan berpindah dari titik A ke titik C (P_{s3}) dan volume aliran udara (m^3/menit) akan turun menjadi Q_3 . Dalam hal tersebut, apabila volume aliran Q_1 m^3/menit hendak dipertahankan, maka putaran poros kipas udara harus dinaikkan dari n_1 ke n_3 untuk memperoleh titik operasi E (pada n_3). Hal ini akan menaikkan daya poros dan menimbulkan bunyi yang lebih keras.

11.3 Menara Pendingin

Air pendingin yang diperlukan oleh mesin refrigerasi pendinginan air dapat diperoleh dari sumur, sungai, danau dan air kota. Sungai dan danau tidak selalu ada di sekitar tempat instalasi; sedangkan air kota mahal harganya. Demikian juga dengan air sumur sangat terbatas jumlahnya, karena banyak industri yang memerlukan dan perkembangan kota yang sangat cepat (Gbr. 11.24).



Gbr. 11.24 Fungsi menara pendingin:

Oleh karena itu air pendingin yang telah dipakai tidak dibuang, melainkan disirkulasikan kembali ke dalam menara pendingin untuk didinginkan. Setelah itu dialirkan kembali ke mesin. Air yang hilang karena menguap harus diganti, yaitu dengan memasukkan air tambahan (*make up water*) ke dalam sistem air pendingin.

Menara pendingin merupakan ruangan di mana air panas disemprotkan atau dipancarkan ke bawah, sementara itu udara atmosfer dialirkan melalui atau berlawanan dengan arah jatuhnya air panas. Dengan cara demikian air panas itu didinginkan. Untuk menguapkan 1 kg air diperlukan kira-kira 600 kcal. Dengan mengeluarkan kalor laten

dengan menguapkan sebagian dari air, maka bagian besar dari air pendingin dapat didinginkan. Jadi, misalnya satu persen dari air dapat diuapkan, air dapat diturunkan temperaturnya sebanyak 6°C . Dengan menara pendingin proses tersebut di atas dapat dilaksanakan.

Sehubungan dengan hal tersebut, hendaknya diingat bahwa jika air dikenai udara, maka dapat dicapai temperatur bola-basah dari udara, yaitu suatu keadaan seimbang; dengan kata lain, air tak dapat didinginkan di bawah temperatur bola-basah dari udara.

11.3.1 Persyaratan bagi Menara Pendingin

(1) Kondisi nominal dari menara pendingin

Kapasitas menara pendingin (Ton Refrigerasi) distandarisasikan menurut The Japanese Cooling Tower Industry Association sebagai berikut:

1 Ton Refrigerasi = 390 kcal/jam

pada kondisi

Temperatur bola-basah udara sekitar	27°C
Temperatur air masuk	37°C
Temperatur air keluar	32°C
Volume aliran air	13 liter/menit

Harga standar tersebut di atas menentukan prestasi menara pendingin.

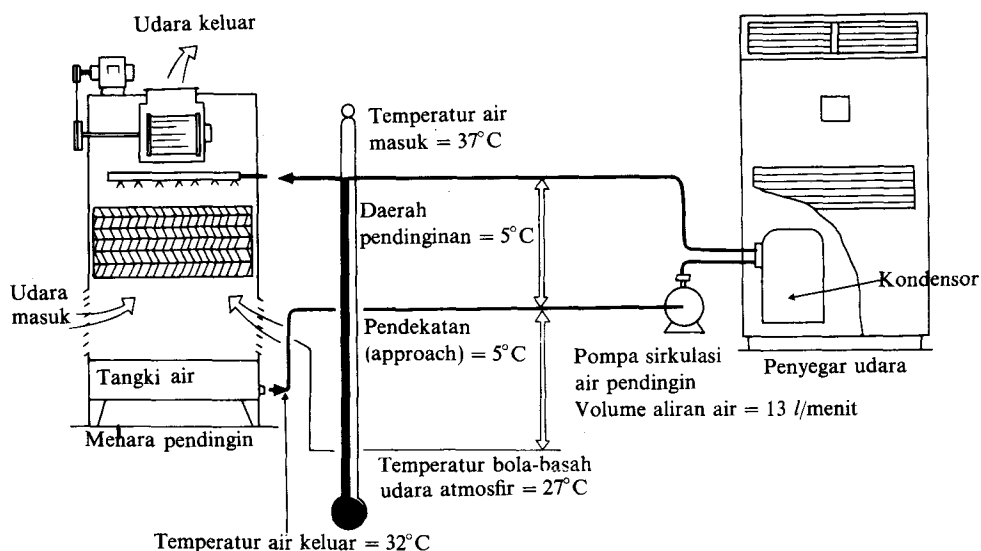
(2) Daerah pendinginan

Daerah pendinginan menyatakan selisih temperatur dari air masuk dan air keluar menara pendingin. (Lihat Gbr. 11.25.)

(Kapasitas pendingin, kcal/jam)

= (Volume aliran air pendingin, liter/menit) $\times$ 60

$\times$ (Daerah pendinginan, $^{\circ}\text{C}$)



Gbr. 11.25 Daerah pendinginan (*cooling range*) versus pendekatan (*approach*).

Jadi, untuk menara pendingin dengan volume aliran air yang sama, menara pendingin dengan daerah pendinginan yang lebih besar memiliki kapasitas pendinginan yang lebih besar pula. Untuk mencapai efek tersebut, menara pendinginan harus dirancang sehingga dapat terjadi kontak yang baik antara air dan udara.

(3) Temperatur bola-basah dari udara luar

Temperatur ini harus ditetapkan berdasarkan kondisi udara atmosfer pada musim di mana kelembaban relatif udara atmosfer tinggi. Temperatur standar yang digunakan adalah 27°C , berdasarkan pertimbangan bahwa pada kenyataannya temperatur maksimum hanya terjadi selama waktu yang sangat singkat pada siang hari; selain itu juga berdasarkan pertimbangan biaya instalasi.

(4) Pendekatan pendinginan (cooling approach)

Kapasitas pendinginan dari sebuah menara pendingin sangat tergantung pada temperatur bola-basah udara atmosfer dan sangat menentukan temperatur air keluar. Hubungan antara kedua parameter tersebut dapat dinyatakan dengan "pendekatan" (approach).

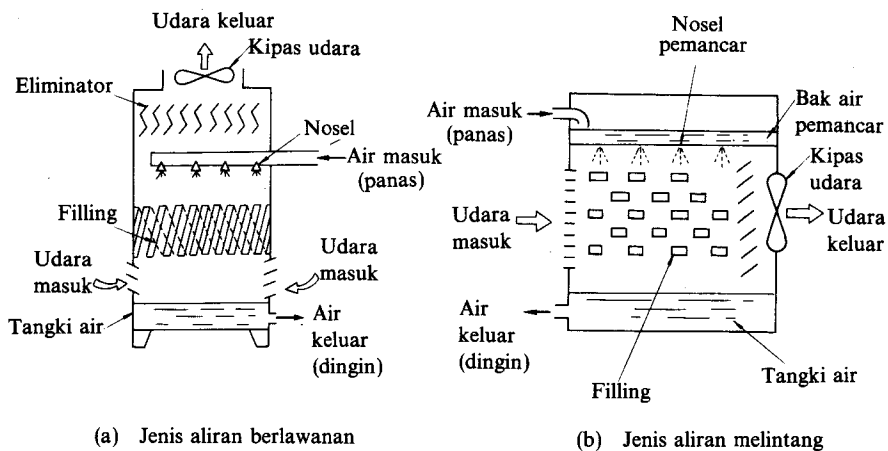
$$(\text{Pendekatan}, ^{\circ}\text{C}) = (\text{Temperatur air keluar menara pendingin}, ^{\circ}\text{C}) - (\text{Temperatur bola-basah dari udara atmosfer}, ^{\circ}\text{C})$$

Untuk temperatur bola-basah dari udara atmosfer yang sama, menara pendingin dengan pendekatan yang lebih kecil (temperatur air keluar yang lebih rendah) dapat memberikan efek pendinginan yang lebih besar. Untuk memperoleh hal tersebut, kontak antara air dan udara harus dapat dibuat lebih efektif.

11.3.2 Menara Pendingin Tarikan Paksa

Jenis menara pendingin ini adalah yang paling populer. Pada menara pendingin ini, kipas udara digunakan untuk mengalirkan udara cukup banyak sehingga dapat berkontak secara efektif dengan pancaran air sehingga memperbaiki perpindahan kalor.

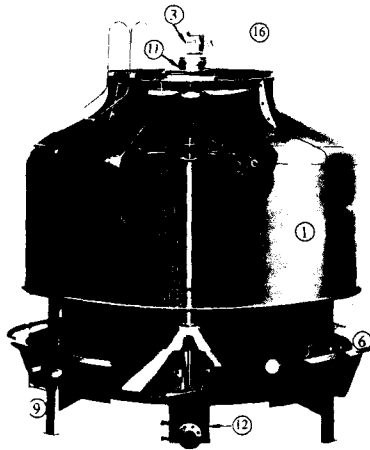
Aliran udara dan aliran air dapat berlawanan arah (*counterflow*), seperti terlihat pada Gbr. 11.26(a), atau dalam arah melintang (*crossflow*), seperti terlihat pada Gbr. 11.26 (b). Sedangkan aliran paralel (*parallel flow*) jarang digunakan. Menara pendingin



Gbr. 11.26 Menara pendingin jenis tarikan paksa.

dengan aliran vertikal berlawanan pada umumnya lebih tinggi, tetapi memerlukan ruangan instalasi yang lebih kecil dari pada menara pendingin dengan aliran melintang. Jumlah air yang didinginkan per- m^2 biasanya $7 \text{ m}^3/\text{jam}$ atau lebih.

Ada pula menara pendingin dengan rumah terbuat dari FRP (resinreinforced glass fibre), yang sangat ringan dan tahan korosi (Lihat Gbr. 11.27).



- | | |
|--------------------------|---|
| 1. Rumah | 9. Kaki |
| 2. Pipa pemancar | 10. Lubang isap |
| 3. Sambungan poros motor | 11. Tempat motor |
| 4. Kipas udara | 12. Saluran (lubang) air pendingin keluar |
| 5. Eliminator | 13. Bantalan pipa pemancar air |
| 6. Tangki (bak) air | 14. Pipa naik |
| 7. Partisi | 15. Pipa interior |
| 8. Filling | 16. Tangga |

Gbr. 11.27 Menara pendingin jenis aliran berlawanan (terbuat dari bahan resin).

(a) *Kipas udara*: Kipas udara diperlukan untuk memasukkan udara yang diperlukan untuk mendinginkan air, dan setelah berkontak dengan air, udara keluar dalam keadaan panas dan basah.

Kipas udara jenis propeler biasanya dihubungkan langsung dengan motor listrik tahan air. Dalam hal tersebut biasanya digunakan bantalan tertutup bergemuk sehingga tidak perlu dilumasi lagi sepanjang umurnya.

(b) *Motor kipas udara*: Motor kipas udara biasanya tahan air dan dihubungkan langsung dengan kipas udara. Motor dan kipas udara dipasang di bagian atas dari rumah menara pendingin. Motor kipas udara yang besar dilengkapi dengan roda gigi reduksi.

(c) *Pemancar air*: Ada beberapa macam pemancar air. Untuk menara pendingin 2 sampai 10 ton diperlukan sebuah pemancar air; untuk menara pendingin 15 sampai 40 ton, diperlukan 4 pemancar air yang tetap; sedangkan menara pendingin dari 50 ton atau lebih besar, menggunakan pemancar air yang berputar.

(d) *Filling*: Filling adalah bagian dari menara pendingin, di mana udara atmosfer mengalir melalui pancaran air panas, yang harus didinginkan secara efisien. Bagian ini merupakan komponen yang paling penting dari menara pendingin. Fill dibuat dari lembaran vinyl chloride. Temperatur air masuk ke dalam menara pendingin tidak boleh lebih tinggi dari 50°C . Perhatian khusus harus diberikan pada pendinginan air industri.

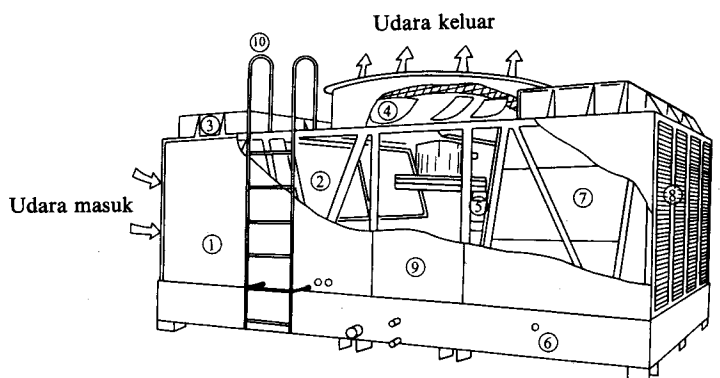
(e) *Saringan*: Saringan dipasang pada lubang pipa air keluar dari menara pendingin.

(f) Tangki air dibuat dari FRP, sehingga ringan dan tahan korosi.

11.3.3. Menara Pendingin Aliran Melintang Terbuat Dari Pelat Baja

Menara pendingin ini dibuat dengan rumah dari pelat baja yang dilapisi dengan zat anti korosi, seperti terlihat Gbr. 11.28. Udara atmosfer masuk melalui bagian samping dan keluar melalui bagian atas menara pendingin. Sedangkan air panas dipancarkan dengan pertolongan pompa yang dipasang di atas menara pendingin. Dengan demikian udara akan berkontak dengan air.

Ciri dari menara pendingin aliran-melintang adalah bahwa udara dan air panas mengalir dalam arah tegak lurus satu sama lain. Menara pendingin berukuran besar biasanya menggunakan jenis ini, karena dengan jenis aliran berlawanan akan menyebabkan konstruksi menara pendingin terlalu tinggi.



- | | |
|---|---|
| 1. Rumah | 6. Tangki air (dengan katup pelampung) |
| 2. Eliminator | 7. Filling (terbuat dari vinil klorida) |
| 3. Bak air pemancar; pemancar pelat berlubang | 8. Louver udara masuk |
| 4. Kipas udara axial | 9. Pintu |
| 5. Motor kipas udara (jenis tertutup untuk operasi luar gedung) | 10. Tangga |

Gbr. 11.28 Menara pendingin jenis aliran melintang; terbuat dari pelat baja.